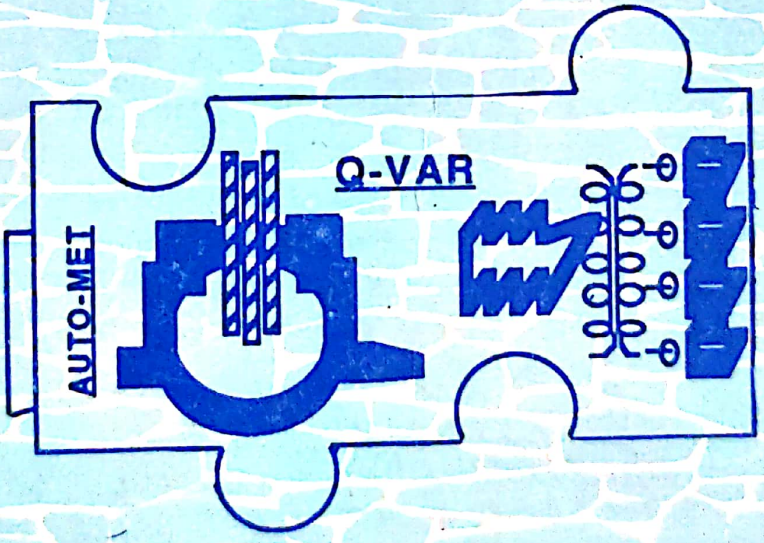
ADRIAN DIMA

CUPTOARE ŞI INSTALAŢII DE ÎNCĂLZIRE

*

Elemente de proiectare constructiv funcţională



Editura "Gh. Asachi" - Iaşi
1994

Scanned with OKEN Scanner

Adrian Dima

CUPTOARE ŞI INSTALAŢII DE ÎNCĂLZIRE

(Elemente de proiectare constructiv-funcţională)

Editura "GH. ASACHI"
Universitatea Tehnică Iaşi
Str. Lascăr Catargi nr. 38, 6600 - Iaşi
Tel. 032-116802

Consilier editorial: VASILE SUVAIALA
Coperta: PETRICĂ VIZUREANU
Tehnoredactare computerizată: MARIA GAVRILESCU

Referenţi ştiinţifici: Prof. dr. ing. AURELIAN SIMIONESCU
Prof. dr. ing. EMIL ANDREI

ISBM 973-9178-08-1

Scanned with OKEN Scanner

Prof. dr. ing. Adrian Dima

CUPTOARE ŞI INSTALAŢII DE ÎNCĂLZIRE

(Elemente de proiectare constructiv-funcţională)

Editura :GH. ASACHI" - Iaşi
1994

Scanned with OKEN Scanner

PREFAŢĂ

Lucrarea tratează instalaţiile şi utilajele de transformare a energiei electrice şi a energiei degajată prin arderea combustibililor în căldură necesară proceselor de încălzire-topire a semifabricatelor în incinta acestora.

Principalele instalaţii şi utilaje de acest tip sunt cuptoarele industriale şi instalaţiile de încălzire.

Cuptoarele industriale reprezintă, pentru inginerii din sectoarele de prelucrări la cald, utilajul de bază care determină consumurile energetice şi calitatea produselor obţinute. Nu se poate concepe o industrie competitivă fără cuptoare şi instlaţii de încălzire de un înalt nivel tehnic şi cu un mare grad de flexibilitate deoarece construcţia de maşini şi aparate necesită pentru realizarea produselor, prelucrări la cald (turnare, deformare plastică, tratamente termice) în proporţie de peste 70 % din totalul acestora.

Utilizarea raţională şi eficientă a energiei termice, dezvoltată prin arderea combustibililor sau rezultată în instalaţii electrotermice, reprezintă principalul indicator de proiectare a cuptoarelor industriale.

Lucrarea conţine aspectele general valabile ale proiectării cuptoarelor industriale, şi anume: termodinamica cuptoarelor industriale, recuperarea şi regenerarea căldurii, circulaţia gazelor şi repartiţia presiunilor în incinta cuptoarelor, calculul şi construcţia principalelor elemente constructiv funcţionale ale cuptoarelor industriale. Aceste capitole sunt tratate modern fiind incluse, în fiecare capitol, scheme logice şi programe de calcul realizate în limbaj FORTRAN 77 prin intermediul cărora să se poată realiza proiectarea asistată de calculator a cuptoarelor industriale şi instalaţiilor de încălzire.

Abordarea aspectelor constructiv funcţionale şi de proiectare prin intermediul asistării de calculator considerăm că va ajuta viitorii specialişti de a se familiariza cu rezolvarea problemelor inginereşti într-o manieră modernă, cea a proiectării asistate de calculator a tehnologiilor şi utilajelor de prelucrări la cald.

Menţionez că, în totalitate, elementele de proiectare asistată de calculator, introduse în curs, reprezintă noutate tehnică pe plan naţional fiind în totalitate realizate de colectivul de cercetare pe care îl coordonez în cadrul Catedrei de utilaje şi instalaţii metalurgice, Universitatea Tehnică Gh. Asachi" Iaşi.

Scanned with OKEN Scanner

Lucrarea se adresează specialiştilor din sectoarele calde din proiectare, cercetare precum şi studenţilor din anii terminali de la facultăţile de profil.

Aduc pe această cale mulţumiri colegilor pentru sugestiile şi interesul arătat pentru această lucrare.

Scanned with OKEN Scanner

CAPITOLUL 1

1.1. INTRODUCERE

Prin cuptor industrial se defineşte instalaţia de încălzire folosită pentru tratamente termice, topire sau alte operaţii tehnologice, constând dintr-o cameră cu pereţi metalici căptuşiţi cu material refractar, având ca sursă de încălzire fie un combustibil, fie un sistem electric (cu rezistoare, prin inducţie, sau cu arc)" (Mic dicţionar enciclopedic", E.S.E., Bucureşti, 1986). Tehnic, putem defini cuptorul industrial ca ansamblul de maşini, dispozitive şi construcţii (metalice şi industriale) ce lucrează ca un tot unitar în scopul realizării, în condiţii eficiente, a unei anumite cantităţi de căldură necesară în procesul de producţie industrială. În incinta cuptorului are loc un proces complex de transfer termic de la sursa caldă la sursa rece - materialul supus procesului de încălzire. Scopul încălzirii este ca materialul supus procesului să primească însuşiri noi, însuşiri necesare prelucrărilor ulterioare în scopul obţinerii de piese finite.

Principalele tipuri de cuptoare industriale utilizate în industria metalurgică şi în industria constructoare de maşini sunt:

- cuptoare de elaborare şi turnare;
- cuptoare de deformare plastică;
- cuptoare de tratamente termice.

Cuptoarele de elaborare şi turnare sunt utilizate pentru extragerea metalului din minereuri sau pentru a obţine aliaje în stare topită în vederea turnărilor. În aceste cuptoare materialele metalice îşi schimbă starea de agregare obţinându-se materiale ce pot avea proprietăţi fizico-mecanice şi chimice deosebite de starea iniţială.

Cuptoarele pentru deformare plastică asigură încălzirea materialelor metalice în domeniul de plasticitate dorit (în cazul oţelurilor, domeniul austenitic asigură plasticitatea optimă datorită structurii monofazice) pentru realizarea unui anume proces de deformare plastică în scopul obţinerii de forme şi dimensiuni dorite.

Cuptoarele şi instalaţiile de tratmente termice asigură ansamblul de operaţii succesive de încălzire şi de răcire, efectuate în condiţii precizate de temperatură, cu anumite viteze şi în anumite medii, aplicate în scopul schimbării structurii microscopice a

Scanned with OKEN Scanner

materialelor metalice supuse tratamentului pentru obţinerea de proprietăţi fizico-mecanice determinate.

Executând în totalitate anumite funcţii tehnologice, cuptoarele industriale prezintă un înalt grad de complexitate fiind totodată un mare consumator de combustibil, combustibil, de cele mai multe ori, de calitate superioară. Optimizarea constructivă se poate realiza prin analiza calculelor termice şi termodinamice efectuate în cadrul proiectării constructiv-funcţionale, funcţie de care se dimensionează constructiv principalele subansamble constitutive care asigură un consum minim de energie în realizarea proceselor de încălzire.

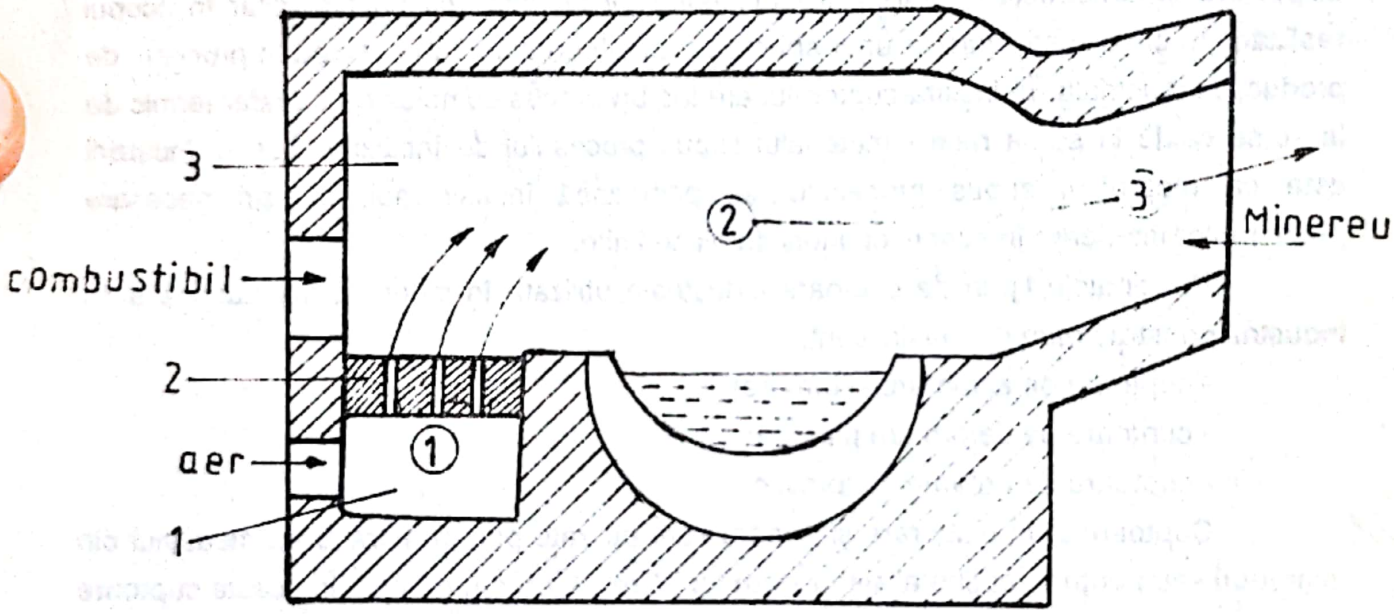


Figura 1.1. Cuptor tip "pudlaj"

1 - focar;

2 - grătar;

3 - cameră de ardere

4 - evacuare gaze arse

Constructiv, cuptoarele industriale utilizate în industria metalurgică şi constructoare de maşini au evoluat odată cu dezvoltarea relaţiilor de producţie pe două direcţii principale: cuptoare dezvoltate pe orizontală (cuptorul de pudlaj" utilizat la

Scanned with OKEN Scanner

obţinerea oţelurilor în stare păstoasă) (fig.1.1) şi cuptoarele dezvoltate pe verticală (cuptorul tip corsican" utilizat la obţinerea fontei) (fig.1.2).

În secolul XIX se manifestă un puternic avânt în construcţia cuptoarelor metalurgice de elaborare (convertizoare Bessemer şi Thomas, cuptoare Siemens-Martin etc.), precum şi în construcţia cuptoarelor de încălzire pentru laminare şi pentru tratamente termice.

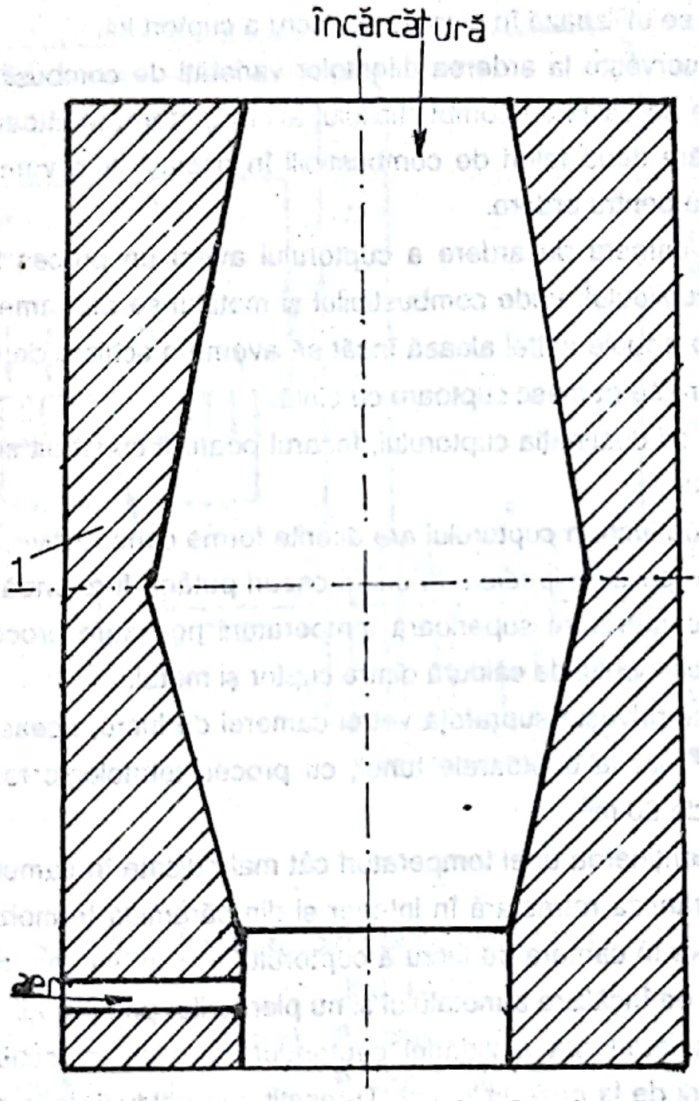


Figura 1.2. Cuptor tip "Corsican"

1 - zidărie;

2 - creuzet;

3 - profil interior

Un cuptor industrial clasic (fig.1.3.) prezintă următoarele subansamble principale: incinta de lucru protejată de zidărie refractară şi termorezistentă, instalaţia de ardere

Scanned with OKEN Scanner

prevăzută cu instalaţie de comandă şi reglaj a procesului de ardere, funcţie de regimul dorit de încălzire, instalaţie de tiraj (canale de evacuare a gazelor arse, canal colector de gaze arse şi coşul de fum); schimbătoare de căldură de tip recuperativ sau regenerativ montate în instalaţia de tiraj; fundaţia cuptorului; instalaţii anexe de servire a cuptorului.

În focar, energia chimică a combustibilului se transformă în căldură fizică a gazelor arse care se utilizează în camera de lucru a cuptorului.

Focarul serveşte la arderea diferitelor varietăţi de combusibili (gazos, solid sau lichid) şi în funcţie de calitatea combustibilului avem grătare, arzătoare sau injectoare, iar atunci când utilizăm două feluri de combustibili în acelaşi timp vom avea combinaţii de asemenea aparate pentru ardere.

Dacă în camera de ardere a cuptorului avem un proces tehnologic de topire (cum este cazul cubiloului, unde combustibilul şi metalul se află amestecate), construcţia camerei de ardere trebuie astfel aleasă încât să avem un schimb de căldură cât mai bun; asemenea cuptoare se numesc cuptoare cu cuvă.

În raport cu destinaţia cuptorului, focarul poate fi construit separat sau combinat cu camera de lucru.

Camera de lucru a cuptorului are diferite forme constructive, plecând de la forma cubică până la cea paralelipipedică, în unele cazuri putând fi rotundă. Camera de lucru a cuptorului are o temperatură superioară temperaturii necesare procesului tehnologic, în scopul asigurării schimbului de căldură dintre cuptor şi metal.

În ceea ce priveşte suprafaţa vetrei camerei de lucru, aceasta poate fi de la 0,2 m^2 până la 60 m^2, iar la cuptoarele tunel, cu proces tehnologic foarte lung, suprafaţa poate fi mai mare de 60 m^2.

Pentru menţinerea unei temperaturi cât mai ridicate în camera de lucru, aceasta se execută din cărămidă refractară în interior şi din cărămidă termoizolatoare la exterior. Deci, răcirea gazelor în camera de lucru a cuptorului trebuie să se producă în primul rând datorită procesului de încălzire a metalului şi nu pierderilor prin pereţi.

Suprafaţa interioară a zidăriei cuptorului serveşte la încălzirea indirectă, prin transmiterea căldurii de la gaze la metal. Transmiterea căldurii de la zidărie la metal este deosebit de importantă atunci când gazele arse au o capacitate de radiaţie redusă.

Prin canalele de fum se face evacuarea gazelor arse din camera de lucru a cuptorului.

După cum se vede din fig.1.3., gazele arse se evacuează de cele mai multe ori prin vatra cuptorului în părţile laterale, în zona cu temperatură minimă a camerei de lucru. Cu toate acestea la cuptoarele metalurgice care lucrează cu temperaturi ridicate, gazele

Scanned with OKEN Scanner

arse părăsesc camera de lucru la temperaturi foarte înalte ceea ce reprezintă o pierdere foarte importantă de căldură ce trece neutilizată în atmosferă.

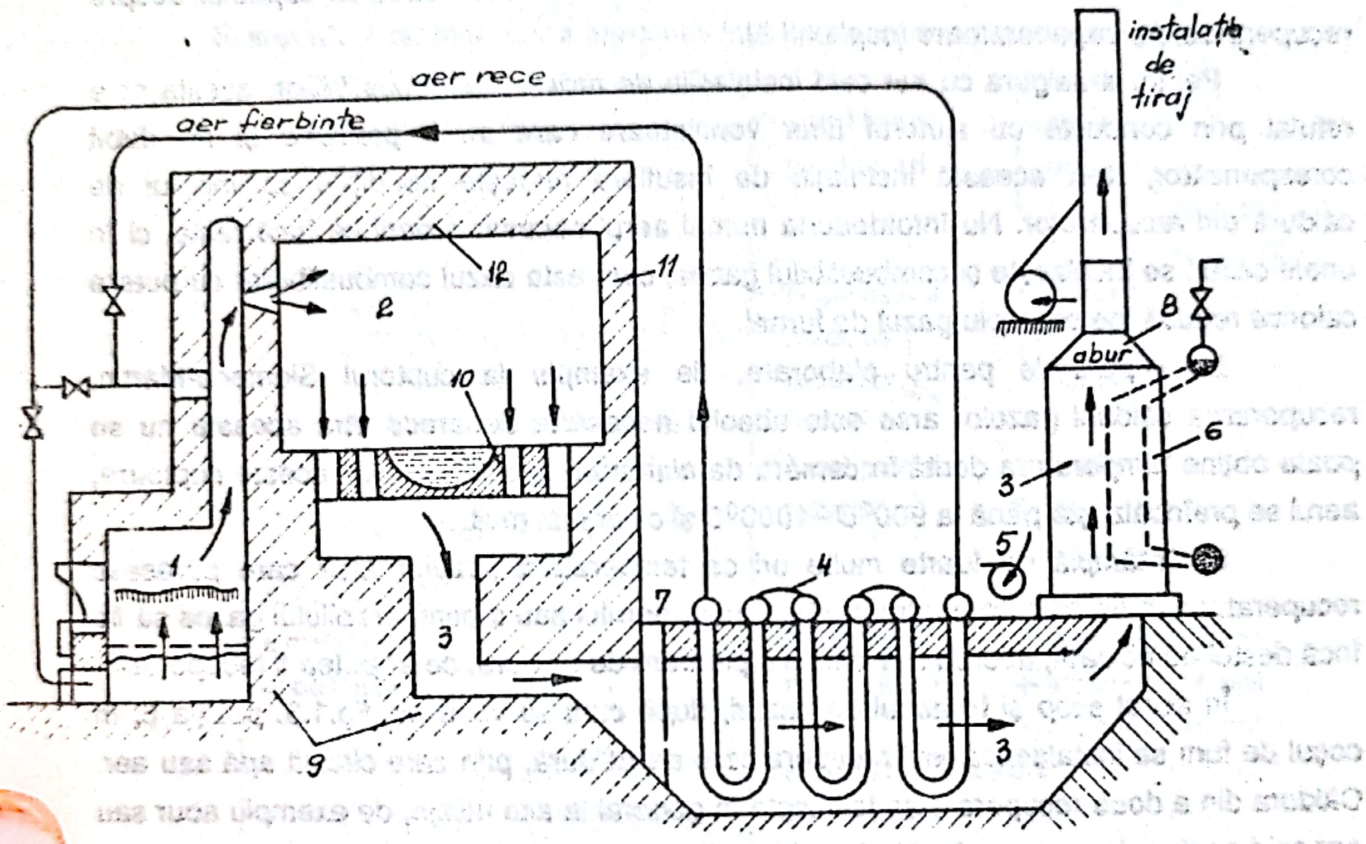


Figura 1.3. Schema bloc de principiu a unui cuptor industrial

1 - focarul (instalaţia de ardere)
2 - camera de lucru
3 - canale de fum
4 - recuperator de căldură
5 - ventilator
6 - recuperator
7 - ventil de siguranţă
8 - coş
9 - fundaţie
10 - catră
11 - pereţi
12 - boltă
13 - orificiu de încărcare şi descărcare

Scanned with OKEN Scanner

În vederea utilizării unei părţi din căldură gazelor arse care trec la coş se folosesc recuperatoare de căldură; acestea preiau o parte din căldura acestor gaze şi o redau aerului necesar arderii.

Modul cum se face acest schimb de căldură îl vom vedea în capitolul despre recuperatoare şi regeneratoare (capitolul 3).

Pentru a asigura cu aer cald instalatiile de ardere a combustibililor, acesta este refulat prin conducte cu ajutorul unor ventilatoare care au o presiune şi un debit corespunzător, deci această instalaţie de insuflare măreşte condiţiile schimbului de căldură din recuperator. Nu întotdeauna numai aerul necesar arderii se încălzeşte, ci în unele cazuri se încălzeşte şi combustibilul gazos, cum este cazul combustibililor cu putere calorică redusă, de exemplu gazul de furnal.

La cuptoarele pentru elaborare, de exemplu la cuptorul Siemens-Martin, recuperarea căldurii gazelor arse este absolut necesară, deoarece fără aceasta nu se poate obţine temperatura dorită în camera de elaborare a metalului. La aceste cuptoare, aerul se preîncălzeşte până la 900^0C - 1000^0C şi chiar mai mult.

Se întâmplă de foarte multe ori ca temperatura gazelor arse care părăsesc recuperatoarele de căldură pentru preâncălzirea aerului sau a combustibilului gazos să fie încă destul de ridicată, deci să mai existe o pierdere de căldură, ce ar putea fi recuperată.

În acest scop şi în astfel de cazuri, după cum se vede din fig.1.3. poziţia 6, în coşul de fum se instalaează ţevi recuperatoare de căldură, prin care circulă apă sau aer. Căldura din a doua recuperare se foloseşte în general la alte utilaje, de exemplu abur sau aer cald pentru ciocane sau încălziri sanitare. Recuperarea căldurii nu se poate face decât până la o anumită limită de temperatură 200 - 300^0C sub care nu se mai poate asigura tirajul natural al gazelor.

Când pierderile de presiune şi temperatură ale gazelor prin canalele de fum sunt mari, nu se mai poate asigura tirajul natural şi se recurge la adoptarea unei instalaţii de insuflare ca cea din fig.1.3, poziţia 6.

Pentru a regla debitul de gaze care trec prin recuperator în scopul menţinerii unei temperaturi cât mai constante, canalele de fum se închid parţial, fie manual, fie în mod automat, surplusul de gaze fiind dirijat pe un canal de fum derivat, care duce la coş.

Coşul de fum are rolul de a compensa pierderile de presiune a gazelor pe parcursul lor prin canalele de fum şi de a asigura evacuarea lor în atmosferă la o înălţime la care să nu mai existe pericolul poluării atmosferei.

1.2. Clasificarea cuptoarelor metalurgice

Principalele criterii de clasificare a cuptoarelor metalurgice sunt (fig.1.4.):

Scanned with OKEN Scanner

1. starea fizică a metalului după încălzire;
2. natura mediului încălzitor;
3. productivitatea;
4. temperatura metalului supus încălzirii;
5. suprafaţa de încălzire a metalului faţă de sursa de căldură existentă.

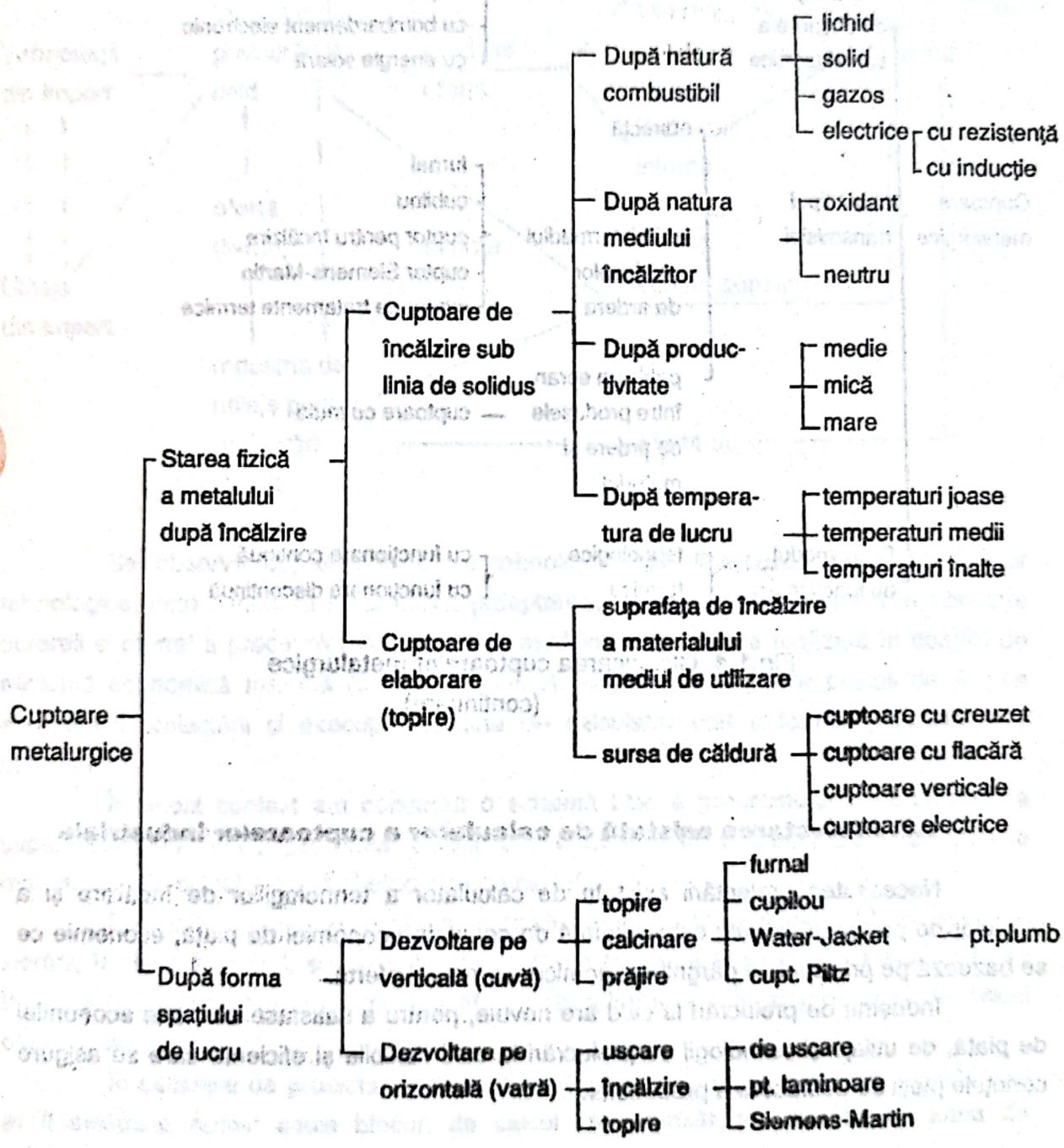


Fig.1.4. Clasificarea cuptoarelor metalurgice

Scanned with OKEN Scanner

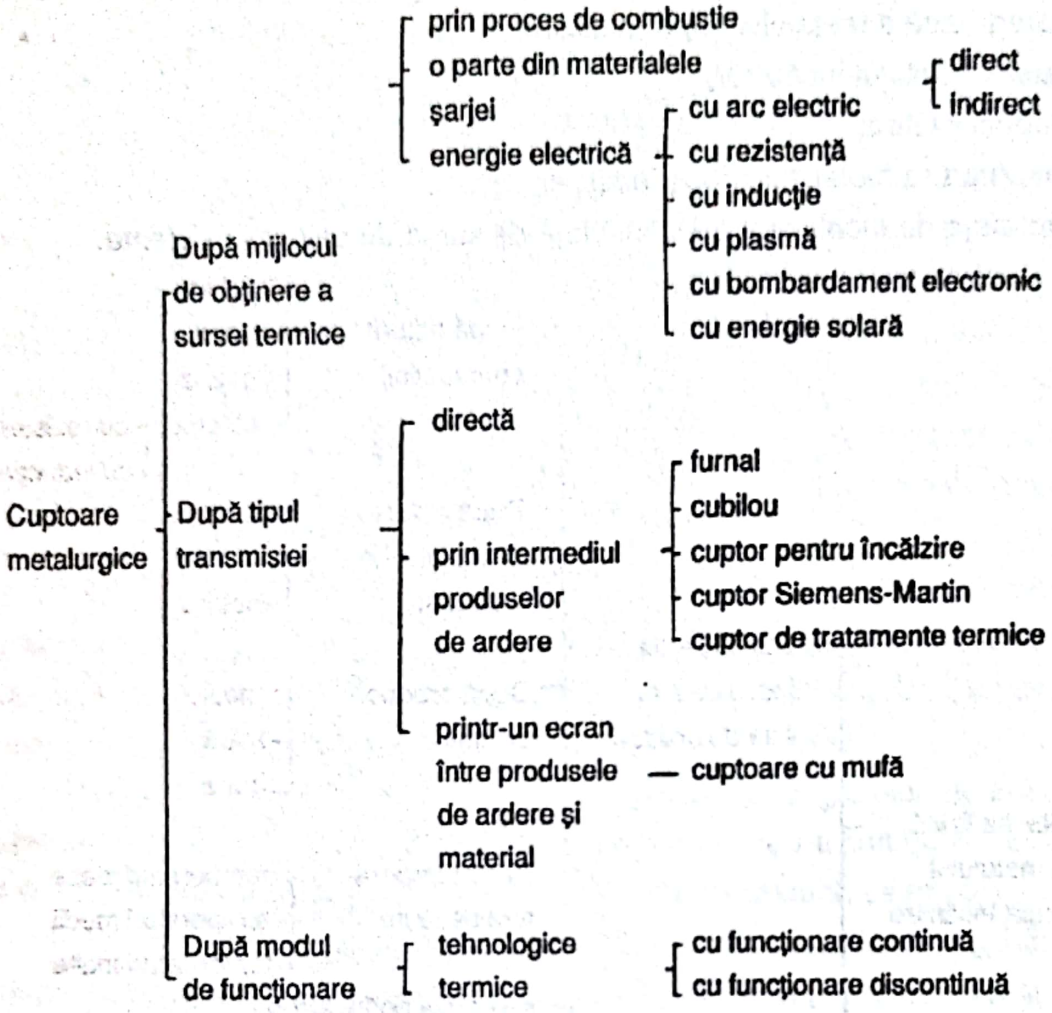


Fig.1.4. Clasificarea cuptoarelor metalurgice
(continuare)

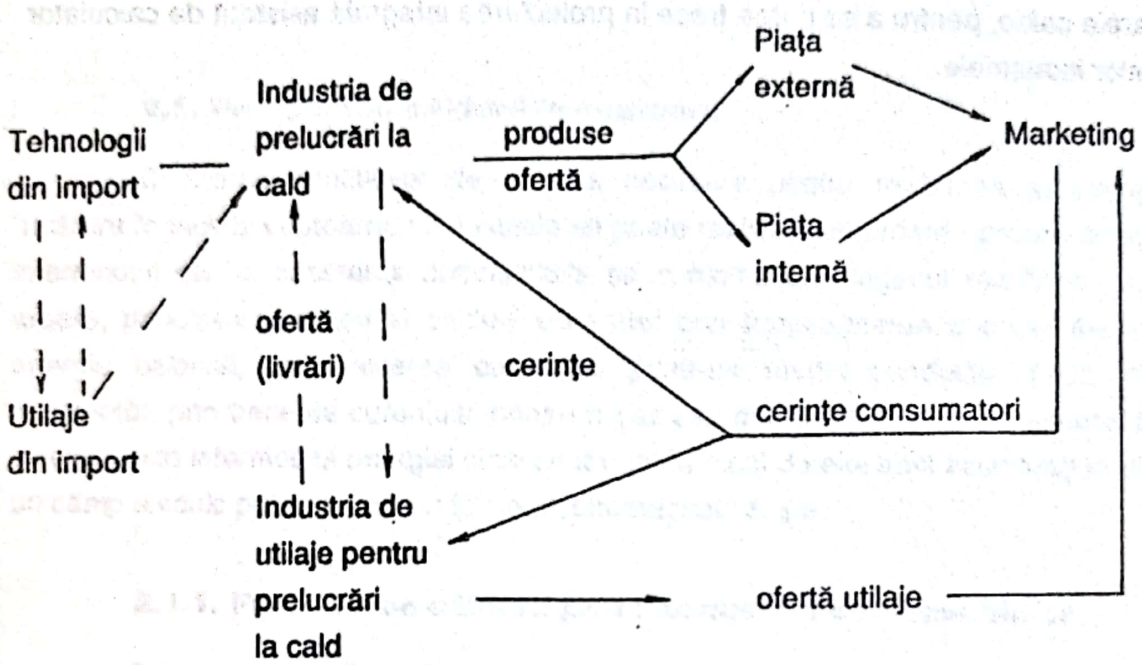
1.3. Proiectarea asistată de calculator a cuptoarelor industriale

Necesitatea proiectării asistate de calculator a tehnologiilor de încălzire şi a utilajelor de prelucrări la cald este reliefată de cerinţele economiei de piaţă, economie ce se bazează pe principalele pârghii economice - cerere şi ofertă.

Industria de prelucrări la cald are nevoie, pentru a satisface cerinţele economiei de piaţă, de utilaje şi tehnologii de prelucrări la cald flexibile şi eficiente care să asigure cerinţele pieţii de desfacere a produselor.

Scanned with OKEN Scanner

Aceste deziderate, pentru a nu se apela la import, pot fi realizate numai prin adaptarea şi modernizarea continuă a utilajelor şi tehnologiilor de fabricaţie în condiţiile eficienţei economice.



Se observă că, atât în cazul tehnologiilor de fabricaţie cât şi a utilajelor tehnologice, este necesară modificarea (adaptarea, modernizarea) continuă în condiţiile cererii şi ofertei a proceselor de fabricaţie, modificare ce trebuie realizată în condiţii de eficienţă economică maximă (cheltuieli minime). Acest lucru nu este posibil decât prin intermediul proiectării şi execuţiei asistate de calculator atât a tehnologiilor cât şi a utilajelor.

În acest context am conceput o schemă bloc a programului de proiectare a cuptoarelor industriale pe baza căreia am dezvoltat în cadrul lucrării algoritmele matematice de calcul din cadrul blocurilor de calcul .

Pentru înţelegerea corectă a algoritmului de calcul specific fiecărui bloc, în cadrul lucrării, în fiecare capitol, se dezvoltă prezentarea teoretică şi expresiile matematice ce îmbracă fenomenul fizic şi în final sunt redate scheme logice şi programe de calcul caracteristic.

În calculele de proiectare specifice pentru o tipodimensiune de cuptor industrial ar fi selectate numai acele blocuri de calcul corespunzătoare datelor din tema de proiectare.

Scanned with OKEN Scanner

În acest context, pentru explicitare, au fost elaborate schemele logice şi programele aferente în limbajul FORTRAN-77, sub sistemul de operare RSX-11M-PLUS, pe microcalculatorul CORAL.

Aceste programe au fost elaborate pentru a veni în sprijinul viitorilor specialişti din sectoarele calde, pentru a se putea trece la proiectarea integrală asistată de calculator a cuptoarelor industriale.

Scanned with OKEN Scanner

Capitolul 2

Termodinamica cuptoarelor industriale

2.1. Producerea căldurii în cuptoare

Obţinerea cantităţilor de căldură necesare pentru realizarea proceselor de încălzire în incinta cuptoarelor industriale se poate realiza: prin ardere - proces chimic prin intermediul căruia substanţa combustibilă se combină cu oxigenul rezultând gaze de ardere, principalii purtători ai căldurii eliberate; prin transformarea energiei electrice în energie calorică, prin trecerea curentului printr-un mediu conductor (încălzire prin rezistenţă), prin trecerea curentului printr-un gaz sau prin aer (încălzire cu ajutorul arcului electric), prin intermediul energiei cinetice a unui fascicol de electroni accelerati în vid într-un câmp electric puternic, prin inducţie electromagnetică, ş.a.

2.1.1. Producerea căldurii prin intermediul combustibililor

Prin combustibili se înţeleg acele materiale, în general de origine organică, naturale, artificiale sau sintetice, solide, lichide sau gazoase care au proprietatea de a arde, producând căldură utilizabilă în procese industriale şi care sunt utilizate în acest scop.

Clasificarea combustibililor industriali se face funcţie de originea lor şi starea de agregare (tab.2.1).

Combustibilii gazoşi şi lichizi, larg utilizaţi în metalurgie, prezintă o eficienţă mai mare la exploatarea cuptoarelor cu combustie datorită următoarelor avantaje:

- transport comod, pe conducte, sub presiune convenabilă procesului;
- ardere cu exces redus de aer datorită amestecării optime a aerului cu gaz;
- posibilitatea dirijării cantităţii de căldură pe mai multe arzătoare;
- posibilitatea reglării geometriei flăcării funcţie de geometria cuptorului astfel încât să putem regla procesul de ardere şi cantitatea de combustibil funcţie de necesităţi;

Scanned with OKEN Scanner

- lipsa totală a cenuşii (rezultate în urma utilizării combustibililor solizi) din camera de ardere.

Tab.2.1

Starea / Origine	Solizi	Lichizi	Gazoşi
Naturali	lemn turbă lignit cărbune brun antracit huilă şisturi	ţiţei	gaze naturale gaze de sondă
Artificiali	mangal semicocs rumeguş deşeuri combust.	benzină motorină păcură petrol gudroane	gaz de furnal gaz de cocserie gaz de apă gaz de huilă gaz de aer (sărac)

De menţionat că, aproape în totalitate, datorită originii organice, principalii componenţi sunt carbonul şi hidrogenul sub diferite combinaţii chimice. Pe lângă aceste elemente, în compoziţia combustibililor se mai găsesc, tot sub formă de diverşi compuşi, oxigen, azot, sulf, precum şi apă şi cenuşă (cenuşa reprezintă componentul mineral necombustibil şi este formată din: Al_2O_3, SiO_2, CaO, FeO, Fe_2O_3 etc.).

Dezvoltarea cantităţii de căldură în cazul tuturor combustibilor este dată de reacţiile oxigenului (în exces) cu carbonul şi hidrogenul, eventual cu sulful.

Orice combustibil, indiferent de natura sa, prezintă în compoziţie carbon, hidrogen, azot, oxigen şi sulf, cu observaţia că, în cazul combustibililor gazoşi, acestea se găsesc sub formă de gaze distincte (CH_4, H_2, CO_2, CO, N_2, SO_2, O_2 etc.).

Combustibilii solizi şi lichizi se caracterizează prin compoziţia elementară exprimată în procente de masă, iar combustibilii gazoşi se caracterizează prin compoziţia volumetrică exprimată în procente de volum.

Scanned with OKEN Scanner

2.1.1.1. Combustibili solizi

Combustibilii solizi naturali sunt de origine vegetală, îmbogăţirea în carbon a avut loc prin procese chimice de lungă durată, prin care lemnul s-a transformat mai întâi în turbă, apoi în cărbune brun (lignit) şi în cele din urmă în huilă şi antracit.

Utilizarea cărbunilor în procesele de ardere s-a extins mult în ultimii ani şi există tendinţa ca şi în viitor aceştia să constituie o sursă importantă în producerea energiei electrice şi termice. în funcţie de vârsta geologică, cărbunii se împart în:

- turbă (T), rezultată în urma unui proces incomplet de carbonificare, având culoarea de la galben deschis până la brun-negru;
- cărbunii bruni (B) pot fi: brun-pământoşi (BP), cu aspect sfărmicios de culoare brun închis, bruni-lemnoşi (BL), cu aspect de fibră lemnoasă, culoare galben brun până la negru; bruni-maţi (BM), cu aspect mat şi culoare brun până la negru; bruni cu luciu smolos (BS), cu aspect smolos, lucios, de culoare negru brun până la negru şi structură compactă; bruni-huiloşi (B/H), care fac tranzacţia între cărbunii bruni şi huile, culoare neagră cu fâşii alternative lucioase şi mate;
- huilele (H) sunt cărbuni ce se împart în: huile cu flacără lungă (HL), de culoare neagră cu fâşii alternative lucioase şi mate; huile pentru gaz (HG), de culoare neagră cu stratificare puţin clară, lucioasă; huilă grasă (HGr), de culoare neagră, luciu puternic, sfărmicioasă şi prăfoasă; huilă pentru cocs (HC); huilă slab degresantă (HS); huilă antracinoasă (H/A) ce prezintă caracteristici de trecere între huilă şi antracit;
- antracitul (A) de culoare neagră, cu luciu metalic şi rezistenţă mecanică scăzută.

Masa combustibilă, formată din carbon, hidrogen, oxigen, azot şi sulf se determină conform STAS 2905/73. Cantitatea totală de sulf din compoziţia unui cărbune este dată de relaţia:

$$S_t = \underbrace{S_0 + S_s}_{S_c} + S_{so4} \quad [\%]$$

$$S_{so4} \rightarrow S_A$$

în care:

S_t - sulful total

S_0 - sulful organic

S_s - sulful din sulfuri

S_{so4} - sulful din sulfaţi

Scanned with OKEN Scanner

S_c - sulful combustibil

S_A - sulful din cenuşă.

Masa minerală necombustibilă (M), formată din substanţe necombustibile se regăseşte în cenuşa rezultată în urma procesului de ardere, existând următoarele relaţii de interdependenţă:

$M=1,1+0,1S_t$, [%]

$M=1,15A$, [%]

$M=1,08A+0,55S_t$, [%]

în care:

M - masa minerală necombustibilă;

A - cenuşa;

S_t - cantitatea de sulf total.

Cantitatea totală de umiditate (W_t) din combustibil este formată din suma dintre umiditatea higroscopică (legată chimic) (W_a) şi umiditatea de inhibaţie (W_i), - umiditate ce se poate elimina prin uscare.

Materiile volatile (v) din combustibil reprezintă cantitatea totală de gaze, produse prin încălzirea combustibilului în absenţa aerului, la temperatura de 815^0C, timp de şapte minute.

Masa volatilă se formează în procesul de transformare termică a masei organice.

Compoziţia şi puterea calorică (valori orientative) a unor combustibili solizi din România sunt date în tabelul 2.2.

Densitatea unui combustibil solid se poate determina utilizând valorile din tabelul 2.2. prin următoarele relaţii de calcul:

$$\rho = \frac{100\rho_0}{100 - A^{anh}\left(1 - \frac{\rho_0}{2,9}\right)}, \quad \left[kg/m^3\ cb\right]$$

în care:

- pentru antracit şi huile sărace:

$$\rho_0 = \frac{100}{0,53C^{mc} + 5H^{mc}} \cdot 1000, \quad \left[kg/m^3\ cb\right]$$

- pentru ceilalţi cărbuni:

$$\rho_0 = \frac{100}{0,334C^{mc} + 4,25H^{mc} + 23} \cdot 1000, \quad \left[kg/m^3\ cb\right]$$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.2 Compoziția și puterea calorică a unor combustibili solizi din România

Denumire (Exploatarea)	Simbol*	Compoziția raportată la masa combustibilă, %						Umidi-tatea higros-copică (legată) Wa	Umidi-tate totală Wt	Cenușă la starea anhidră A^{anh}	Sulf total	Putere calorică superioară H_s^l kJ/kg cb	Putere calorică inferioară H_i^l kJ/kg cb
		C^{mc}	H^{mc}	N^{mc}	O^{mc}	S_c^{mc}	V^{mc}						
Antracit													
Schela	A	95,87	1,13	0,251	1,879	-	2,19	1,89	11,24	12,48	0,43	24069	23593
Lupac	A	87,54	2,68	2,15	4,08	3,35	1,14	6,30	6,30	30,08	2,68	20987	20415
Huilă													
Secul	HGr	84,23	4,61	-	9,5	1,66	32,2	-	0,69	50,43	1,2	16694	16371
Ponor	HGr	78,5	5,41	-	15,21	0,88	33,2	-	1,33	40,99	0,66	18127	17391
Anina	HG	85,35	4,61	-	9,44	0,60	29,8	-	0,78	27,78	0,57	24379	23626
Baia Nouă	HS	93,43	4,80	-	1,33	0,44	9,29	-	0,91	41,9	0,37	20950	20331
Petrila	B/H	73,84	5,59	-	16,85	3,72	43,70	-	3,65	28,5	2,7	20992	20047
Lupeni	HG	77,6	5,99	-	13,36	3,06	42,6	-	2	32,73	2,64	22476	21523
Vulcan	HL	76,83	5,20	-	14,48	3,13	42,95	-	2,86	24,64	2,97	24002	23078
Cărbuni bruni și lignit													
Căpeni	BP	64,40	5,61	1,32	27,05	1,62	55,66	11,99	58,99	10,26	1,72	7807	5908
Rovinari	BL	63,77	5,75	1,73	28,25	0,52	59,51	8,75	40,85	16,97	0,93	10538	9848
Filipeștii de Pădure	BL	64,90	5,52	1	25,79	2,79	57,67	17,56	41,96	28,63	2,35	7552	6136
Ceptura	BL	63,22	5,60	1,77	22,61	6,80	54,76	10,19	31,34	21,47	3,27	12277	10885
Sărmășag	BM	65,56	5,60	1,31	24,89	2,64	55,75	13,2	31,78	14,92	2,89	14138	12662
Sorecani	BM	70,85	5,30	1,43	15,10	7,22	48,14	6,13	16,74	27,04	5,02	16346	15254
Codlea-Holbav	BS	70,70	5,25	1,19	19,60	2,66	50	7,28	13,84	37,52	1,67	14418	13431
Turbă													
Poiana Stampei	T	60,5	6,38	0,93	32	0,09	75,8	10,62	-	2,12	0,19	20544	19026
Mlnora Făgăraș	T	61,15	6,45	2,91	29,4	0,09	68,10	10,51	-	18,05	0,26	17387	16066
Lemn													
Foioase	-	50,5	6,10	0,6	42,80	-	85	-	40	1	-	20026	9258
Răsinoase	-	51	6,15	0,6	42,25	-	85	-	40	1	-	20456	9500
Paie	-	50	6,20	0,6	43,1	0,1	-	-	10	5	0,09	20036	15932
Deșeuri													
Resturi tanante	-	51,7	6	0,9	41,3	0,1	-	-	60	5	0,04	20235	7171
Coji semințe floarea-soarelui	-	51,5	5,90	0,5	41,9	0,2	-	-	15	3	0,17	20440	15765
Puzderii de in	-	51	6,10	0,9	41,9	0,1	-	-	11	3	0,09	20444	16434
Coji de orez	-	50,3	6,10	0,7	42,8	0,1	-	-	10	20	0,09	20026	13339

* A -antracit; HGr -huilă grasă; HG -huilă de gaz; HS -huilă slabă degresantă; HL -huilă cu flacără lungă; BP -cărbune brun pământos; BL -cărbune brun lemnos; BM -cărbune brun mat; BS -cărbune brun smolos; T -turbă.

Scanned with OKEN Scanner

unde:

ρ - densitatea combustibilului solid;

ρ_0 - densitatea masei organice a combustibilului.

Observaţii: în depozitarea combustibililor este obligatoriu să nu se atingă temperatura de autoaprindere (t_a), temperatură la care un combustibil se aprinde spontan în aer şi care se poate determina cu relaţia:

$$t_a = 0{,}89 \cdot \lg d + b, \ [^0C]$$

unde:

d - diametrul mediu al particulelor combustibile, în mm;

b - constantă ce depinde de natura combustibilului (cu valori cuprinse între 500 - 550).

2.1.1.2. Combustibili lichizi

Combustibilii lichizi sunt amestecuri de hidrocarburi lichide şi compuşi ai acestora cu oxigenul, sulful şi azotul, care se obţin prin distilarea fracţionată sau prin dizolvare din ţiţei sau din şisturi sau nisipuri bituminoase.

Combustibilii lichizi prezintă în compoziţie preponderent carbonul şi hidrogenul, conţinutul de umiditate şi cenuşă fiind foarte scăzut (sub 1 %).

Combustibilii lichizi se împart în:

- ***benzine***, amestecuri de hidrocarburi uşoare care fierb între 30^0C şi 205^0C;
- ***petroluri***, amestecuri de hidrocarburi uşoare care fierb între 150^0C şi 280^0C;
- ***motorine*** (STAS 240-66), amestecuri de hidrocarburi mai grele care fierb între 200^0C şi 380^0C;
- ***păcură*** (STAS 51-83), amestecuri de hidrocarburi grele care fierb între 300^0C şi 550^0C , fiind vâscoase la temperatura mediului ambiant;
- ***combustibil lichid uşor*** (STAS 54-80), amestec de produse petroliere (motorină şi păcură) utilizate în instalaţii de ardere de mărime redusă.

Principalele proprietăţi care determină procesul de ardere a combustibililor lichizi sunt:

- ***vâscozitatea***, rezistenţă pe care o opun particolele de fluid deplasării lor în timpul curgerii. Vâscozitatea variază invers proporţional cu temperatura şi pentru ca un combustibil să se poată pulveriza trebuie să prezinte o vâscozitate de (2-3)°*E* iar pentru pompare (30-90)°*E*.

Scanned with OKEN Scanner

Notă: Vâscozitatea convenţională Engler (*E*) reprezintă raportul dintre timpul necesar scurgerii a 200 cm^3 de combustibil lichid la diverse temperaturi şi 200 cm^3 de apă distilată la temperatura de 20°*C* în vâscozimetrul Engler (STAS 117-66);

- ***tensiunea superficială*** se exprimă, faţă de aer, prin constanta de capilaritate, constantă care reprezintă numărul de miligrame de lichid suportate de 1 mm linie de contact cu un perete vertical; aceasta creşte cu greutatea moleculară şi scade cu temperatura fiind o caracteristică care influenţează pulverizarea combustibilului, deci arderea acestuia;

- ***temperatura de congelare*** (STAS 39-80), reprezintă temperatura la care combustibilul lichid devine atât de vâscos, încât, într-o eprubetă umplută cu lichid şi înclinată la 45° , timp de un minut, meniscul nu se deplasează;

- ***inflamabilitatea*** reprezintă cea mai joasă temperatură la presiunea atmosferică normală, la care, în condiţii determinate, vaporii degajaţi în amestec cu aerul se aprind;

- ***căldura masică la presiune constantă*** se calculează cu relaţia:

$$c_p = 1{,}74 + 0{,}0025t \ \ [Kj/kg]$$

unde:

t - temperatura de determinare, în *K*.

În tabelul 2.3 se prezintă principalele proprietăţi ale combustibililor lichizi.

2.1.1.3. Combustibili gazoşi

Aceşti combustibili sunt amestecuri de gaze combustibile, oxigen, azot şi umiditate. Combustibilii gazoşi naturali sunt gazele naturale şi gazele de sondă, iar cei artificiali sunt obţinuţi prin prelucrarea termică a cărbunilor (gaze de gazogen, de furnal, de cocserie, de gazeificare subterană) sau din prelucrarea produselor petroliere (gaze de rafinării, gazul de cracare etc.).

Compoziţia principalilor combustibili gazoşi este redată în tabelele: 2.4 (gaze naturale şi de sondă); 2.5 (gaze de rafinărie); 2.6 (combustibili gazoşi artificiali). Proprietăţile de ardere a acestor combustibili sunt determinate de caracteristicile gazelor componente (tabelul 2.7). Principalele caracteristici termotehnice ale combustibililor gazoşi din ţara noastră sunt redate în tabelul 2.8.

În instalaţii de ardere de capacităţi reduse se pot utiliza combustibili gazoşi lichefiaşi care sunt amestecuri de butan (10 %), propoan (86 %), etan (4 %) şi pentan (4 %). Aceştia se livrează în butelii la presiunea de 0,95 *MPA* la 60°C şi cu adaos de mercaptani pentru odorizare.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.3

Nr. crt.	Combustibilul	Compoziţia masei combustibile [%]				Conţinutul de cenuşă A^{ann} [%]	Umiditatea Wa^{a} [%]	Puterea calorică inferioară [MJ/kg]	Densitate la 15°C [kg/m^3]	Vapori de apă H_2O [m^{3}N/kg]	Bioxid de carbon maxim CO_2[%]
		C^{mc}	H^{mc}	Se^{mc}	$O^{mc}+N^{mc}$						
1.	Benzină	85	14,9	0,05	0,05	0	0	43,698	760	1,68	14,90
2.	Petrol	86	13,7	0,2	0,1	0	0	42,901	810	1,69	15,60
3.	Combustibil pentru motoare Diesel şi tractoare	86,3	13,3	0,3	0,1	urme	urme	42,569	-	-	-
4.	Motorină	86,5	12,8	0,3	0,4	0,2	urme	42,276	-	-	-
5.	Păcură cu conţinut redus de sulf	87,5	11,2	0,6	0,7	0,2	0,3	39,360	980	1,58	16,20
6.	Păcură cu conţinut ridicat de sulf	85	11,8	2,5	0,7	0,15	1,0	40,227	1020	1,47	15,40
7	Metanol	37,5	12,5	-	50	-	-	20,022	792	-	-

Observaţii: Conţinutul în vanadiu, sulf şi sodiu determină coroziunea tubulaturii metalice: la temperaturi joase (sulful) şi la temperaturi medii sodiul şi vanadiul.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.4.

Denumirea	Compoziţia volumică, [%]							
	CH_4	C_2H_4	C_3H_8	C_4H_{10}	C_3H_{12}	C_6H_{14}	CO_2	Aer
Gaz natural din Ardeal Saroş	99,51	-	0,8	-	-	-	-	0,6
Botorca	99,88	-	-	-	-	-	-	0,12
Sărmăşel	99,20	-	-	-	-	-	0,10	0,70
Gaze de sondă Gaz bogat de Boldeşti	78,00	9,24	6,23	3,46	1,10	1,77	0,20	-
Gaz sărac de Moreni, Gura Ocniţei	95,93	1,19	1,35	0,73	0,46	0,34	-	-
Gaz sărac de Mănesti, Vlădeni	99,80	-	-	-	-	-	0,20	-
Gaz sărac de Aricesti	95,00	2,00	-	-	-	-	3,00	-

Tabelul 2.5.

Proveniența gazului	Densitatea [ρN kg/m^3_N]	Compoziţia volumică, [%]									
		H_2	CH_4	C_2H_4	C_2H_6	C_2H_2	C_3H_8	C_4H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	C_6H_{14}
Rezervoare de ţiţei	1,10	-	46,8	10,5	6,0	-	18,8	-	12,1	4,3	1,5
Rezervoare de benzină	1,64	-	7,2	4,2	11,0	-	34,7	-	34,0	7,3	1,6
Gaz de cracare bogată	1,08	3,0	38,0	10,2	14,0	-	18,7	2,2	9,7	4,2	-
Gaz de cracare sărac	0,88	-	44,4	18,2	22,6	12	2,8	-	-	-	-
Gaz de cracare în fază de vapori	1,27	9,0	28,0	20,0	14,0	15	3,0	8,5	1,0	-	-
Gaz bogat, stabilizare ţiţei	0,67	-	82,5	-	10,6	-	51	-	1,8	-	-

Utilizarea gazelor naturale în industria petrochimică impune dezvoltarea proceselor de gazeificare a combustibililor solizi în vederea obţinerii combustibililor gazoşi artificiali. Procesul de gazeificare se realizează prin intermediul oxigenului sau vaporilor de apă în contact cu cărbunele, în instalaţii numite gazogene, ceee ce conduce la formarea de monoxid de carbon şi bioxid de carbon, hidrogen, metan, ş.a. Zonele de reacţie dintr-un gazogen sunt redate în fig.2.1.

Scanned with OKEN Scanner

Principalele tipuri de gazogene se construiesc: cu grătar fix (fig.2.2), cu grătar rotativ (fig. 2.3), cu strat fluidizat (fig.2.4) şi cu cărbune pulverizat (fig.2.5).

Procesul de gazeificare cu aer este următorul:

$$c + \tfrac{1}{2}o_2 = co + 123{,}07kj \quad (1)$$

$$2co = co_2 + c + 162{,}42kj \quad (2)$$

$$co_2 + c = 2co - 162{,}42kj \quad (3)$$

Reacţiile chimice (2) şi (3) au loc la anumite temperaturi. La temperaturi ridicate are loc reacţia chimică (3) şi la temperaturi mai coborâte, reacţia chimică (2). în procesul de gazeificare este de dorit, în concluzie, o temperatură ridicată. Raportul între fracţiunile de gaze existente (% V) variază cu temperatura, conform relaţiei lui Boudouard:

$$\frac{co^2}{co_2} = k$$

în care:

k - constantă pentru gazeificarea carbonului cu aer uscat cu valori cuprinse între $4 \cdot 10^{-4}$ şi 19 pentru temperaturi de reacţie de la 400°C la 800°C.

Tabelul 2.6

Denumirea gazelor	Compoziţia volumică, [%]								Densit. anh. [kg/m^{3}N]	Puterea cal.inf. H_i^{anh} [kJ/m^{3}N]
	CO	H_2	CH_4	C_mH_n	H_2S	CO_2	O_2	N_2		
Gaz de gazogen din Antracit	27,5	13,5	0,5	-	0,2	5,5	0,2	52,6	1,135	5150
Cărbune brun	30,0	13,0	2,0	0,2	0,2	5,0	0,2	49,4	1,128	6067
Hidrocarbură	27,5	15,0	2,5	0,4	0,1	8,5	0,2	45,8	1,127	6243
Lemn (aşchii)	29,0	14,0	3,0	0,4	-	6,5	0,2	46,9	1,122	6477
Turbă tăiată cu maşina	28,0	15,0	3,0	0,4	0,1	8,0	0,2	45,3	1,126	6281
Gaz de apă din cocs	37,0	50,0	0,5	-	0,3	6,5	0,2	5,5	0,715	10283
Antracit	38,5	48,0	0,5	-	0,5	6,0	0,2	6,3	0,736	10303
Gaz de aer	32,5	0,7	-	-	1,0	1,0	-	65,0	-	4223
Gaz de semicocsificare din Turbă	16,0	20,0	19,5	1,7	41,3	41,3	-	1,5	-	13590
Cărbune brun lucios de Comăneşti	10,2	12,1	26,1	3,3	5,5	37,9	-	5,0	-	23814
Huilă de gaz de Lupeni	5,6	13,3	48,8	6,3	3,6	13,6	-	5,7	-	28753
Gaz de cpcsificare	6,8	57,0	22,3	2,73	0,4	2,3	0,8	7,7	0,507	17320
Gaz mixt (de amestec) din Cărbune de Valea Bîului	26,5	13,5	1,8	0,3	1,0	6,0	0,2	50	-	5729
Cărbune brun de Comăneşti şi din lignit	27,5	14,5	1,8	0,2	1,0	5,5	0,2	49	-	5771
Gaz de furnal din cocs	28,0	2,7	0,3	-	0,3	10,5	-	58,5	1,296	3931
Mangal	27,0	8,0	1,6	-	-	12	-	51,4	1,238	4838
Gaz din piroliza petrolului	0,8	14,0	41,0	4,3	-	0,5	-	0,2	0,996	47386

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.7.

Denumirea componentului combustibil	Formula chimică	Masa molară M kg/mol	Densitatea ρN kg/m^{3}N	Constanta gazului R J/kgK	Puterea calorică în stare anhidră				Temperatura de lichefiere t_l°C la 760 mmHg	Temperatura de autoaprindere t_a°C	Limita de inflamabilitate în aer	
					H_s^{vol} kJ/m^{3}N	H_i^{vol} kJ/m^{3}N	H_s^m kJ/kg	H_i^m kJ/kg			min %	max %
Oxid de carbon		28,01	1,25	297	12644	12644	10132	10132	-	610	12,5	74,2
Hidrogen		2,016	0,09	412	12770	10760	14197 4	11961 7	-	510	4	74,2
Metan		16,04	0,717	518	39853	35797	55103	49404	-162	537	5	15
Etan		30,07	1,34	276	70422	64351	51958	47436	-89	510	3,2	12,5
Propan		44,09	1,96	187	101823	93573	50409	46348	-42	466	2,37	9,5
Butan		58,12	2,59	143	134019	123552	49572	45720	-1	430	1,86	8,4
Penten		70,13	3,13	-	150723	140928	48575	45025	+30	-	-	-
Pentan		72,14	3,22	115	148213	137143	48358	44661	+36	-	1,4	7,8
Benzen		78,11	3,48	-	146287	140383	42035	40340	+80	570	1,41	6,75
Etilenă		28,05	1,25	296	64016	14320	50786	47562	-104	540	2,75	18,6
Propilenă		42,08	1,88	198	94370	88216	49279	46055	-48	455	2	11,1
Butilenă		56,10	2,50	148	114509	107015	48892	45469	-6	-	-	-
Etilină		26,03	1,16	320	58992	56940	50367	48651	-	335	2,5	80
Hidrogen sulfurat		34,07	1,52	242	25707	23697	16705	15407	-	-	-	-

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.8.

Denumirea gazului		Compoziția în [% volumice]								Puterea calorică inferioară a gazului uscat H_i [kJ/m²N]	Densitatea gazului uscat [m³N/m³N]	Aerul necesar teoretic pentru ardere $L_{a\ min}$ [m³N/m³N]	Volumul teoretic al gazelor de ardere [m³N/m³N]			
		CO	H_2	CH_4	C_mH_n	H_2S	CO_2	O_2	N_2				Azot	Volum gaze uscate	Vapori de apă	Volum total de gaze
Naturale	Gaz metan	-	-	99,4	-	-	-	-	0,6	35760	0,716	9,52	7,48	8,47	1,99	10,46
Artificiali	Gaz de cocserie	6,8	57,5	22,5	1,9	0,4	2,3	0,8	7,8	16400	0,483	4,12	3,35	3,71	1,17	4,88
	Gaz de furnal din cocs	28,0	2,7	1,3	-	0,3	10,5	-	58,5	3930	1,29	1,12	1,41	1,86	0,10	1,96
	Gaz de furnal din mangal	27,0	8,0	1,6	-	-	12,0	-	51,4	4850	1,24	0,99	1,29	1,70	1,13	1,83
	Gaz de aer	32,5	0,7	-	-	1,0	-	-	6,5	4220	-	-	-	-	-	-
	Gaz de apă din cocs	37,0	50,0	0,5	-	0,3	6,5	0,2	5,5	10300	0,715	2,13	1,74	2,18	0,55	2,73
	Gaz de apă din antracit	38,5	48,0	0,5	-	0,5	6,0	0,2	6,3	104000	0,736	2,13	1,75	2,10	0,53	2,73

Scanned with OKEN Scanner

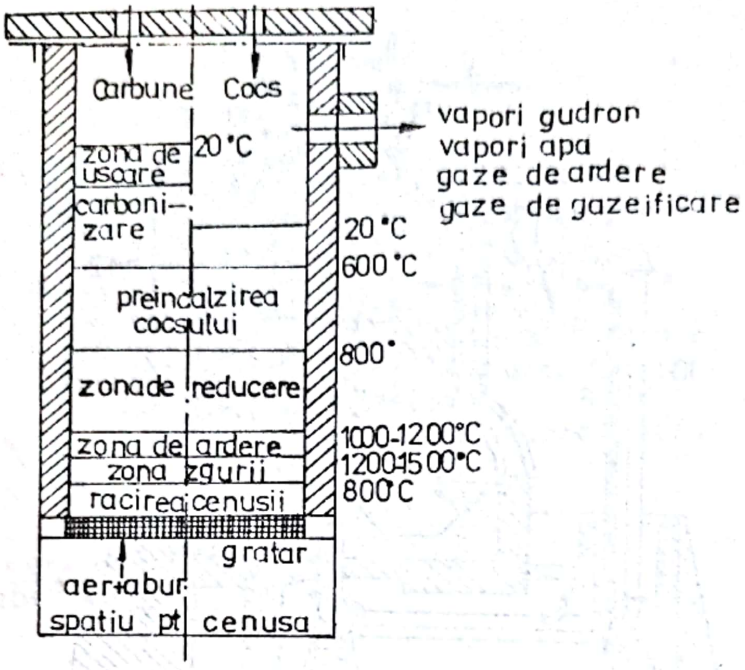


Figura 2.1.Zonele de reacţie într-un gazogen

În cazul gazeificării cu aer se degajă căldură conform relaţiilor:

$$1kmol\,C + \tfrac{1}{2}\,kmol\,O_2 = 1kmol\,CO$$

$$1kmol\,C = 12kg$$

$$1kmol\,gaz = 22{,}4\,m^3\,N$$

$$12kg\,C + \tfrac{22{,}4}{2}\,m^3\,NO_2 = 22{,}4\,m^3\,NCO$$

$$0{,}535kg\,C + 0{,}5\,m^3\,N\,O_2 = 1\,m^3\,N\,CO$$

Scanned with OKEN Scanner

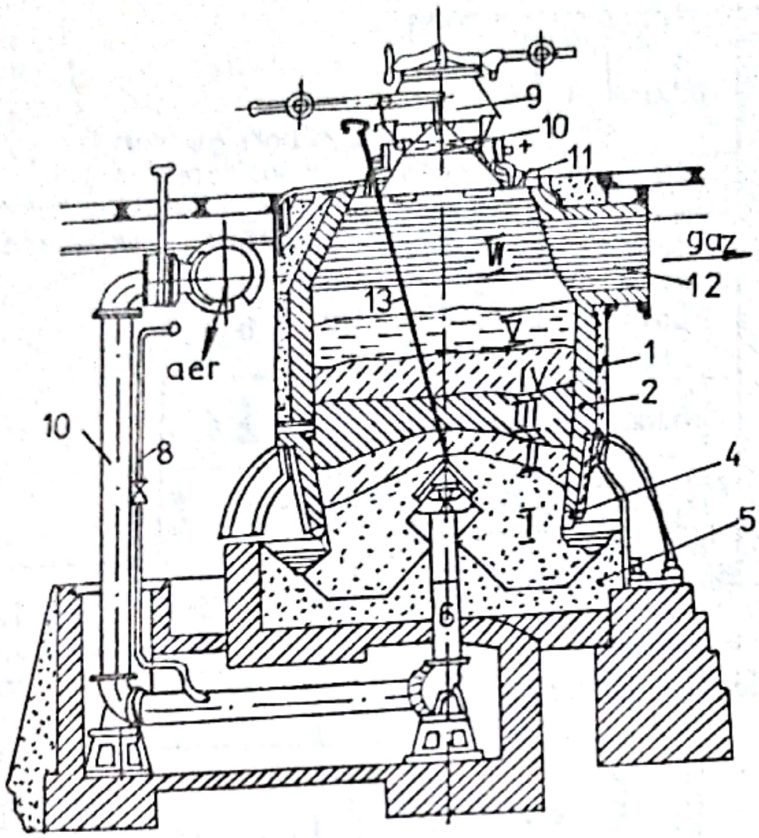


Fig. 2. 2. Generator de gaz cu grătar fix

1 - cuvă metalică
2 - material refractar
3 - material izolant
4 - suport
5 - cuvă cu apă
6 - conductă de aer şi abur
7 - ventilator
8 - conductă abur
9 - generator
10 - dispozitiv de etanşare
11 - orificiu
12 - evacuare gaz
13 - dispozitiv introducere agent gazeificare
I - strat zgură
II - zonă combustibil
III - zonă reducere gazeificare
IV - zonă preîncălzire
V - zonă uscare
VI - zonă omogenizare şi colectare gaz

Scanned with OKEN Scanner

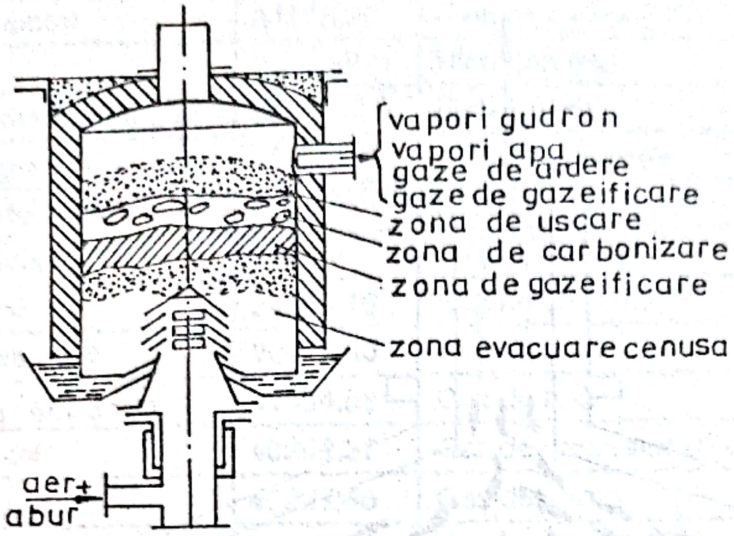


Fig. 2. 3. Gazogen cu strat de cărbune cu grătar rotativ

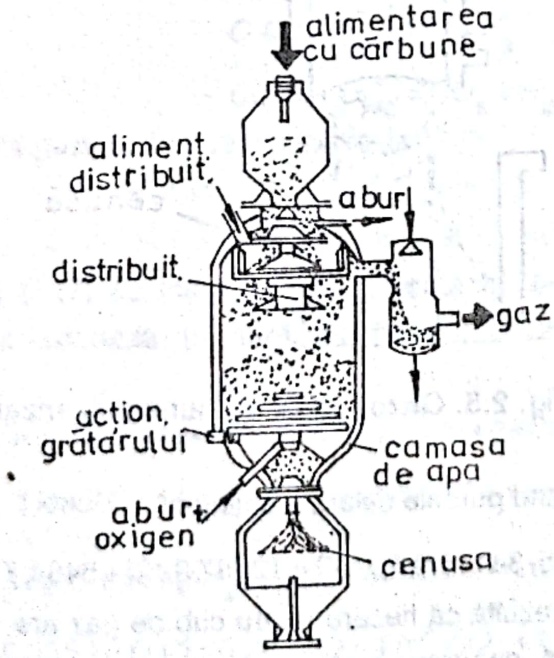


Fig. 2.4. Gazogen cu strat fluidizat

Scanned with OKEN Scanner

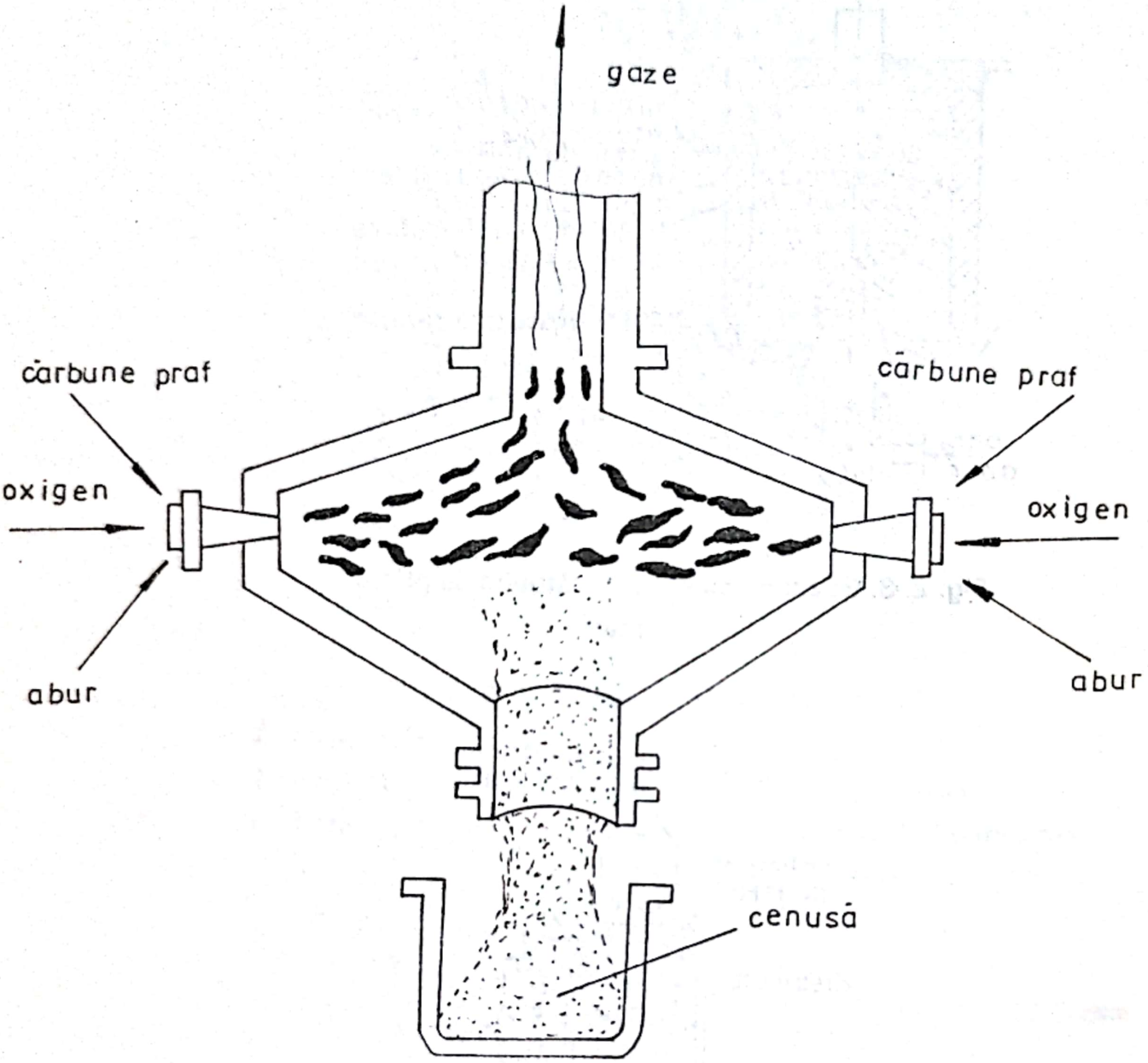


Fig. 2.5. Gazogen cu cărbune pulverizat

Din tabelul 2.9, utilizând puterile calorice obţinem:

$$0{,}535 \cdot 34115{,}9\ KJ + O = 12767{,}3\ KJ + 5484{,}7\ KJ \qquad (4)$$

Din această relaţie, rezultă că fiecare metru cub de gaz are 12767,3 KJ puterea calorică, la care se mai adaugă, deoarece reacţia este exotermă, 5484,7 KJ.

De aici, rezultă că este de dorit, pentru a nu pierde cantitatea de căldură suplimentară (5484,7 KJ), ca generatorul să fie construit lângă cuptorul de încălzire.

Scanned with OKEN Scanner

Tabel 2.9

Combustibilul	*Hi* [KJ/kg]	Combustibilul	*Hi* [KJ/m^{3}N]
Cărbune amorf	34115,90	Oxid de carbon(CO)	12767,30
Sulf (S)	9062,69	Hidrogen (H_2)	10716,16
Cărbune din flacără gaz	30557	Metan (CH_4)	35832,16
Cărbune gras	31395	Hidrocarburi grele	71162,00
Cărbune de mină	31395	Acetilenă (C_2H_2)	54418,00
Cărbune slab	31395	Etilenă (C_2H_4)	59943,52
Cocs de mină	29553,16	Gaz de cocserie	16865,39
Brighete de lignit	20092,80	Gaz de oraş	15542
Petrol	41834,88	Gaz de apă	10544
Gaz lampant	40269,32	Gaz de generator (cocs)	4956,22
Petrol din lignit	40227,46	Gaz de furnal	4273,90
Petrol din huilă	37674	Gaz natural (92% CH_4)	32650
Gaz lichefiat	46046	Metan de Solchteren	30139

În cazul gazeificării cu aburi, procesul chimic este următorul:

$$C + 2\,H_2O_{vap} = CO_2 + 2\,H_2 \qquad (5)$$

$$C + H_2O_{vap} = CO + H_2 \qquad (6)$$

$$CO + H_2O_{vap} = CO_2 + H_2 \qquad (7)$$

K - constanta gazului de apă, cu expresia:

$$K = \frac{CO \cdot H_2O}{CO_2 \cdot H_2}$$

Reacţiile (6) şi (7) au loc cu preponderenţă la temperaturi distincte. Astfel la temperaturi ridicate se formează (6), iar la temperaturi scăzute (7). Ambele reacţii sunt reacţii endoterme.

Observaţie: Cantitativ, reacţiile pentru formarea gazului de apă sunt:

$$1\,kmol\,C + 1\,kmol\,H_2O = 1\,kmol\,CO + 1\,kmol\,H_2$$

$$1\,kg\,C + 18\,kg\,H_2O = 22{,}4\,m^3\,CO + 44{,}8\,m^3_N\,H_2$$

$$0{,}535\,kg\,C + 1{,}60\,kg\,H_2O = 1\,m^3_N\,CO_2 + 2\,m^3_N\,H_2$$

Utilizând tabelul 2.5 obţinem:

Scanned with OKEN Scanner

$$18252\ KJ + O = 12767{,}3\ KJ + 2 \cdot 10717{,}2\ KJ + 5232{,}5\ KJ$$

$$1\ kmol\ C + 2\ kmol\ H_2O = 1\ kmol\ CO_2 + 2\ kmol\ H_2 \qquad (8)$$

Din tabelul 2.9 rezultă:

$$18252\ KJ + O = O + 21432{,}3\ KJ + 3180{,}3\ KJ \qquad (9)$$

Deci ambele reacţii sunt reacţii endoterme (cu absorbţie de căldură) şi pentru o desfăşurare continuă a procesului este necesară o sursă exterioară de căldură.

Gazul tehnic de generator (gazul mixt). Acest tip de gaz se obţine combinând avantajele procedeelor de obţinere a gazului de aer şi a gazului de apă, cantitatea de căldură obţinută suplimentar, relaţia (4), fiind utilizată pentru reacţiile (8), respectiv (9).

Cantitatea teoretică maximă posibilă de gaz mixt, utilizând echilibrarea relaţiilor (4), (8) şi (9) din punct de vedere al necesarului şi excesului de căldură, este:

$$1{,}00\ kmol\ C + \tfrac{1}{2}\ kmol\ O_2 = 1\ kmol\ CO$$

$$1{,}09\ kmol\ C + 1{,}05\ kmol\ H_2O = 1{,}05\ kmol\ CO + 1{,}05\ kmol\ H_2$$

$$2{,}05\ kmol\ C + \tfrac{1}{2}\ kmol\ O_2 + 1{,}05\ kmol\ H_2O = 2{,}05\ kmol\ CO + 1{,}05\ kmol\ H_2$$

Din tabelul 2.9 rezultă:

$$2{,}05 \cdot 12\ kg\ C + \frac{22{,}4}{2}\ m^3N\ O_2 + 1{,}05 \cdot 18\ kg\ H_2O = 2{,}05 \cdot 22{,}4\ m^3N\ CO + 1{,}05 \cdot 22{,}4\ m^3N\ H_2$$

$$1{,}08\ kg\ C + 0{,}5\ m^3N\ O_2 + 0{,}83\ kg\ H_2O = 2{,}05\ m^3N\ CO + 1{,}05\ m^3N\ H_2$$

$$36836{,}8\ KJ + O + O = 25743{,}9\ KJ + 11092\ KJ \qquad (10)$$

Din relaţia (10) rezultă că se obţin, în cazul acestui proces, 1188,24 KJ/m^3 semigaz de apă. Obţinerea gazului tehnic de generator se realizează în generatoare de gaz tehnic (gaz mixt) (fig.2.3) după Otto-Bachum, cu grătar rotativ.

Este de dorit să se cupleze în practică cele două procese de gazeificare astfel încât cantitatea de căldură necesară unui procedeu să fie obţinută prin degajarea căldurii din timpul procesului pentru celălalt procedeu obţinându-se astfel gaz mixt în condiţii energetice optime.

Observaţie: în practica industrială, pentru caracterizarea proceselor de combustie, se utilizează noţiunea de combustibil convenţional, combustibil "etalon", cu puterea calorică inferioară de 29300 KJ/kg. Determinarea consumului de combustibil convenţional se face cu relaţia:

Scanned with OKEN Scanner

$$B_{c.c.} = \frac{\sum_{i=1}^{n} B_i H_i^i, i}{29300}, \left[kg, m^3\right]$$

în care:

$B_{c.c.}$ - cantitatea echivalentă de combustibil convenţional;

B_i - cantităţile de combustibili utilizate de puteri calorice H_i.

2.1.1.4. Procesul de ardere a combustibililor

Prin ardere se defineşte procesul chimic prin care combustibilul se combină cu oxigenul degajând căldură.

Procesele de ardere se împart în:

- procese omogene;
- procese eterogene.

Prin proces omogen de ardere se înţelege procesul de ardere ce are loc în volum (combustibili gazoşi), iar prin procese eterogene procesele la care arderea are loc numai la suprafaţă (combustibili solizi). Arderea unui combustibil lichid se caracterizează prin ambele tipuri de procese de ardere.

În urma procesului de ardere rezultă produse gazoase (gazele de ardere) ce reprezintă purtătorii căldurii degajate în timpul procesului.

O caracteristică importantă a combustibililor este *temperatura de aprindere* (punctul de aprindere) reprezentând cea mai joasă temperatură la care începe arderea intensă. La această temperatură, oxidarea parţială se accelerează brusc şi se transformă în ardere propriu-zisă. Temperatura de aprindere a principalilor combustibili este redată în tabelul 2.10.

Conform teoriei termice temperatura de aprindere corespunde atingerii echilibrului termic. Punctul de aprindere se determină din relaţia:

$$l_g \frac{P}{T_a} = \frac{A_1}{T_0} + A_2 \qquad (11)$$

unde:

T_a - punctul de aprindere, [K];

P - presiunea, [at];

T_0 - temperatura iniţială a amestecului gazos, [K];

A_1, A_2 - coeficienţi experimentali.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.10

Tipul combustibilului	Temperatura de aprindere (°C)	Tipul combustibilului	Temperatura de aprindere (°C)
Hidrogen	530	Cărbune brun	250 - 450
Oxid de carbon	610	Cocs	600 - 700
Metan	645	Cărbune pulbere	165
Hidrogen sulfurat	290	Turbă	225 - 250
Gaz metan	650 - 750	Antracit	700
Petrol lampant	270	Ţiţei	360
Benzină	410	Motorină	350 - 450
Păcură	530 - 580	Gaze naturale	680 - 700

Prin temperatură de ardere se înţelege temperatura la care ajung gazele de ardere datorită preluării căldurii degajate prin arderea combustibilului. Această temperatură depinde de condiţiile arderii. Menţionăm că temperatura de ardere este mai mare decât temperatura de aprindere.

Prin temperatură calorimetrică se înţelege temperatura de ardere completă a combustibililor într-un spaţiu izolat termic de exterior (adiabatic), în prezenţa unei cantităţi teoretic necesare de aer. Această temperatură este temperatura maximă pe care o dezvoltă un combustibil în cazul unei arderi ideale.

Temperatura de ardere incompletă a combustibilului într-un spaţiu adiabatic se numeşte ***temperatură teoretică de ardere.***

Pentru ca procesele de ardere să aibă loc este necesară o *energie de activare* dată sub formă de încălzire, prin care se cedează cantitatea de energie necesară. Energia de activare este necesară până la atingerea temperaturii de aprindere, după care arderea are loc într-o reacţie în lanţ. Totodată şi recircularea produselor de ardere spre flacără (în sens invers) are o influenţă deosebită asupra energiei de activare.

Aprinderea combustibilului este posibilă când se amestecă o cantitate minimă de gaz cu aerul necesar (limita de aprindere inferioară). Totodată la o cantitate mai mare de gaz procesul de ardere nu poate avea loc (limita de aprindere superioară).

Ambele valori, pentru cele mai utilizate gaze, sunt date în tabelul 2.11.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.11

Gaz	Limita de aprindere în % gaz		Gaz	Limita de aprindere în % gaz	
	inferior	superior		inferior	superior
Hidrogen	4	74,2	Gaz de furnal	33	7,0
Oxid de carbon	125 c	74,2	Cocs de generator	19	64
Metan	5,1	13,5	Cocs de hidrogen	6	73
Etan	3,0	12,5	Gaz de oraş	5	33
Propan	2,1	9,3	Gaz de antracit	5	30
Butan	1,8	8,4	Gaz natural	5	15

Deoarece între limitele superioare şi cele inferioare pot avea loc şi eventuale explozii, într-o incintă închisă, aceste limite se numesc şi limite de explozie. Pentru a împiedica declanşarea exploziilor, amestecul gaz-aer este aprins imediat după ieşire.

De o deosebită importanţă în cazul arderii este şi ***viteza de aprindere*** (viteza de ardere), viteza cu care arderea declanşată prin aport normal de energie de aprindere se deplasează în amestecul gaz-aer (tabel 2.12 şi fig. 2.6).

Tabelul 2.12

Combustibil gazos	Viteza de aprindere *cm/s*	Combustibil gazos	Viteza de aprindere *cm/s*
CO cu 1 35% H_2O	33	Gaz de sondă	14
H_2	280	Gaz de cocserie	33
CH_4	40	Gaz de apă	151
C_2H_6	48	Gaz de oraş	115
C_3H_8	49	Gaz de huilă	111
C_4H_{10}	49	Gaz metan	38
C_2H_2	83	-	-

Odată cu creşterea temperaturii de preîncălzire şi a turbulenţei amestecului gaz-aer, viteza de aprindere creşte. Deoarece această viteză poate fi de *înapoiere a flăcării* (flacăra se deplasează în sens invers curgerii amestecului) sau de *desprindere* (flacăra se

Scanned with OKEN Scanner

deplasează în sensul curgerii amestecului), se pune problema stabilizării flăcării la gura arzătorului sau în imediata apropiere a acestuia.

Arderea este o reacţie chimică exotermă prin care elementele din masa de combustie a combustibilului se combină rapid cu oxigenul din aerul de combustie.

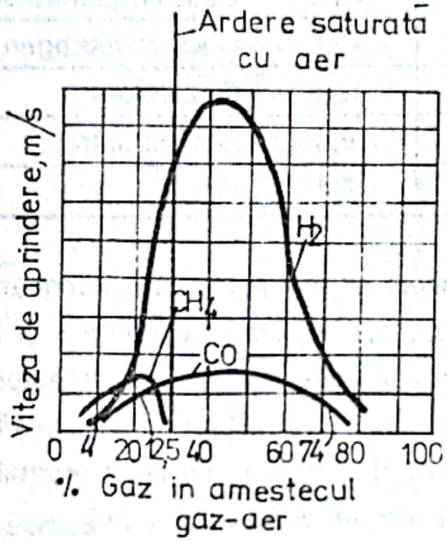


Fig. 2.6.

În calculul proceselor de ardere se consideră că aerul are o compoziţie volumică fixă de 21 % O_2 şi 79 % N_2 compoziţie ce corespunde unei participaţii masice de 23,2 % O_2 şi 76,8 % N_2.

în tabelul 2.13 sunt prezentate principalele reacţii de ardere, efectul termic, aerul necesar teoretic şi cantităţile de gaze rezultate în urma procesului de ardere.

În procesele reale de ardere nu se poate realiza un amestec perfect între oxigen (aer) şi substanţele combustibile şi este necesar oxigen (aer) în exces pentru ca să putem avea un proces de ardere cât mai complet conform relaţiei:

$$V_{ar} = n \cdot V_{at}, \ [m^3]$$

$$V_{O_2 r} = 4{,}76 \cdot V_{ar}, \ [m^3]$$

în care:

V_{ar} - volumul real de aer;

$V_{O_2 r}$ -volumul real de oxigen;

V_{at} - volumul teoretic de aer;

Scanned with OKEN Scanner

n - coeficient de exces de aer cu următoarele valori:

- combustibili gazoşi n=1,05 - 1,15;
- combustibili lichizi n=1,10 -1,20;
- combustibili solizi pulverizaţi n=1,15 - 1,25;
- combustibili solizi bucăţi n=1,30 - 1,50.

Observaţii: Reacţiile prezentate sunt caracteristice unui proces de ardere completă a tuturor substanţelor din masa combustibilă a combustibilului utilizat (proces de ardere stoichiometrică). În practica industrială se întâlnesc procese incomplete de ardere caracterizate prin faptul că nu ard în totalitate toate substanţele combustibile, fapt ce conduce la pierderi energetice esenţiale. Arderile incomplete sunt datorate atât motivelor mecanice (pentru combustibili solizi), cât mai ales motivelor chimice ce se pot reliefa prin cantitatea de CO, H_2 şi CH_4 din gazele de ardere (cu cât aceste cantităţi sunt mai mari cu atât procesul de ardere este mai nesatisfăcător).

Entalpia gazelor de ardere (i_g) corespunzătoare unei anumite temperaturi a gazelor de ardere la presiune constantă, ne ajută să determinăm cantitatea de căldură schimbată de gazele de ardere într-o instalaţie. Entalpia gazelor de ardere reprezintă energia termică conţinută într-un kg sau m^3 N gaze de ardere la o presiune şi temperatură dată:

$$i_g = c_p \cdot T_g, \ [KJ/Kg] ;$$

$$i_g = C_p \cdot T_g, \ [KJ/m^3N] .$$

în care:

c_p - căldura specifică medie la presiune constantă, [KJ/kgK];

C_p - căldura specifică medie la presiune constantă, [KJ/m^{3}NK];

T_g - temperatura gazelor, [K].

Entalpia specifică a volumului teoretic de gaze de ardere (i_{vgt}) rezultate din arderea unui kg (m^{3}N) de combustibil se poate calcuia cu relaţia:

$$i_{vgt} = V_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + V_{SO_2} \cdot i_{SO_2} + V_{H_2O} \cdot i_{H_2O} + V_{N_2} \cdot i_{N_2}, \ [KJ/kg, KJ/m^3N]$$

Entalpia specifică a volumului real al gazelor de ardere (i_{vgt}) este:

$i_{vgt} = i_{vgt} + n-1\, i_a \cdot V_{at}$ în care:

i_a - entalpia aerului, [KJ/m^3];

V_{at} - volumul teoretic de aer, [m^3N/kg].

Scanned with OKEN Scanner

Tabel 2.13.

Nr. crt.	Ecuaţia de ardere	Cantitatea de combustibil de referinţă	Căldura de reacţie cu:	
			H_2O vap.	H_2O lichid
-	-	-	kj	kj
0	1	2	3	4
1	$C + O_2 = CO_2$	1 k mol	394480	-
	12 kg C + 22,414 $m_N^3O_2$ = 22,414 $m_N^3CO_2$ 12 kg C + 32 Kg O_2 = 44 kg CO_2	1 kg	32873	-
	$C + 0,5\ O_2 = CO$	1 k mol	125479	-
	12 kg C + 11,207 mO = 22,414 m CO 12 kg C + 16 Kg O_2 = 28 kg CO	1 kg	10207	-
2	$S + O_2 = SO_2$	1 k mol	296627	-
	32 kg S + 22,414 $m_N^3O_2$ = 22,414 $m_N^3SO_2$ 32 kg C + 32 kg O_2 = 64 kg SO_2	1 kg	9131	-
3	$H_2 + 0,5\ O = H_2O$	1 k mol	241746	285791
	2 kg H_2 + 11,207 $m_N^3O_2$ = 22,414 $m_N^3H_2O$ 2 kg H_2 + 16 kg O_2 = 18 kg H_2O	1 kg	119910	59491
	22,414 m_N^3 H_2 + 11,207 $m_N^3O_2$ = 22,414 $m_N^3H_2O$ 22,414 m_N^3 H_2 + 16 kg O_2 = 18 kg H_2O	1 m_N^3	12627	-
4	$CO + 0,5\ O_2 = CO_2$	1 k mol	282986	-
	28 kg CO + 11,207 m_N^3 O_2 = 22,414 m_N^3 CO_2 28 kg CO + 16 kg O_2 = 44 kg CO_2	1 kg	10102	-
	22,414 m_N^3 CO + 11,207 $m_N^3O_2$ = 22,414 $m_N^3H_2O$ 22,414 m_N^3 CO + 16 kg O_2 = 44 kg CO_2	1 m_N^3	12627	-
5	$CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O$	1 k mol	803112	891202
	16 kg CH_4 + 44,828 $m_N^3O_2$ = 22,414 $m_N^3CO_2$ + 44,282 m_N^3 H_2O 16 kg CH_4 + 64 kg O_2 = 44 kg CO_2 + 36 kg H_2O	1 kg	50062	55700
	22,414 m_N^3 CH_4+44.828 $m_N^3O_2$ =22.414 $m_N^3CO_2$+44.828 $m_N^3H_2O$ 22,414 m_N^3 CH_4 + 64 $m_N^3O_2$ = 44 kg CO_2 + 36 kg H_2O	1 m_N^3	35818	39761
6	$C_2H_6 + 3,5\ O_2 = 2CO_2 + 3\ H_2O$	1 k mol	1429290	1561425
	30 kg C_2H_6 + 78,449 $m_N^3O_2$ = 44,828 $m_N^3CO_2$ + 67,242 m_N^3 H_2O 30 kg C_2H_6 + 112 kg O_2 = 88 kg CO_2 + 54 kg H_2O	1 kg	50928	55636
	22,414$m_N^3C_2H_6$+78,449 $m_N^3O_2$ = 44,828 $m_N^3CO_2$+7,242 $m_N^3H_2O$ 22,414$m_N^3C_2H_6$+112 kg O_2 = 88 kgCO_2 + 54 kg H_2O	1 m_N^3	63767	69663

Scanned with OKEN Scanner

Tabel 2.13. (continuare 1)

Oxigenul teoretic (minim) O_2		Oxigenul teoretic $V^0_a=0^0_2/021$		Gazele rezultate din ardere							
				CO CO		SO		HO		N_2 079 V_a	
m_N^3	kg	m	kg	m	kg	m	kg	m	kg	m	kg
5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	15
22,414	32	106,73	137,93	22,414	44	-	-	-	-	84,266	105,93
1,867	2,667	8,89	15,8	1867	3,667	-	-	-	-	70,23	8,777
11.207	16	53,366	68,965	22414*	28,01*	-	-	-	-	42,158	52,965
0,934	1,333	4,447	5,747	1,867*	2,334*	-	-	-	-	3,513	4,388
22,414	32	106,73	137,93	-	-	22,414	64	-	-	84,286	105,93
0,7	1	3,333	4,307	-	-	0,7	2	-	-	2,63	3,31
11,207	16	53,366	68,965	-	-	-	-	22,414	18	42,158	52,965
5,6	8	26,66	34,483	-	-	-	-	11,207	9	21,06	26,482
0,5	0,714	2,381	3,077	1	1,963	-	-	-	-	1,881	2,363
11,207	16	53,366	68,985	22,414	44	-	-	-	-	42,158	52,965
0,4	0,572	1,905	2,465	0,8	1,57	-	-	-	-	1,505	1,893
0,5	0,714	2,381	3,077	1	1,963	-	-	-	-	1,881	2,363
44,828	64	213,466	275,86	22,414	44	-	-	44,828	36	168,638	211,86
2,802	4	13,34	17,24	1,4	2,75	-	-	2,802	2,25	10,538	13,22
2	2,855	9,52	12,306	1	1,963	-	-	2	1,606	7,52	9,451
78,45	112	373,57	482,76	44,828	88	-	-	67,242	54,03	295,12	370,76
2,8	4	13,33	17,241	1,6	3,136	-	-	2,4	1,925	10,515	13,21
3,5	5	16,66	21,54	2	3,927	-	-	3	2,41	13,165	16,541

Scanned with OKEN Scanner

Tabel 2.13. (continuare 2)

0	1	2	3	4
7	$C_3H_8 + 5O_2 = 3CO_2 + H_2O$	1 k mol	2046047	2222186
	44 kg C_3H_8 + 112,07 $m_N^3O_2$ = 67,242 $m_N^3CO_2$ +89,656 $m_N^3H_2O$ 44 kg C_3H_8 + 160 Kg O_2 = 132 CO_2 + 72 kg H_2O	1 kg	46046	50401
	22,414$m_N^3C_3H_8$+112,07$m_N^3O_2$=67,242$m_N^3CO_2$+89,656$m_N^3H_2O$ 22,414$m_N^3C_3H_8$+160kgO_2 = 132kgCO_2+72kgH_2O	1 m_N^3	91283	99143
8	$C_4H_{10} + 6,5\ O_2 = 4\ CO_2 + 5\ H_2O$	1 k mol	2660083	2880309
	58 kg C_4H_{10}+145,69 $m_N^3O_2$ = 89,656 $m_N^3CO_2$ + 112,07 m_N^3 H_2O 58 kg C_4H_{10} + 208 kg O_2 = 176 kg CO_2 + 90 kg H_2O	1 kg	45770	49558
	22,414$m_N^3C_4H_{10}$+145,69$m_N^3O_2$ =89,656$m_N^3CO_2$+112,07$m_N^3H_2O$ 22,414 m_N^3 C_4H_{10} + 208 kg O_2 = 176 kg CO_2 + 90 kg H_2O	1 m_N^3	118646	128505
9	$C_2H_4 + 3O_2 = 2CO_2 + 2H_2O$	1 k mol	1324096	1412166
	28 kg C_2H_4+67,242 $m_N^3O_2$ = 44,828 $m_N^3CO_2$ + 44,828 m_N^3 H_2O 28 kg C_4H_{10} + 96 kg O_2 = 88 kg CO_2 + 32 kg H_2O	1 kg	47202	50344
	22,414$m_N^3C_2H_4$+67,242$m_N^3O_2$ =44,828$m_N^3CO_2$+44,828$m_N^3H_2O$ 22,414 m_N^3 C_2H_4 + 96 kg O_2 = 88 kg CO_2 + 36 kg H_2O	1 m_N^3	59063	63004
10	$C_2H_2 + 2,5O_2 = 2CO_2 + H_2O$	1 k mol	1256207	1300253
	26 kg C_2H_2+56,035$m_N^3O_2$ = 44,828 $m_N^3CO_2$ + 22,414m_N^3 H_2O 26 kg C_2H_2 + 80 kg O_2 = 88 kg CO_2 + 18 kg H_2O	1 kg	48249	49933
	22,414$m_N^3C_2H_2$+56,035$m_N^3O_2$ =44,828$m_N^3CO_2$+22,414$m_N^3H_2O$ 22,414 m_N^3 C_2H_2 + 80 kg O_2 = 88 kg CO_2 + 18 kg H_2O	1 m_N^3	56053	58010
11	$C_4H_8 + 6O_2 = 4CO_2 + 4H_2O$	1 k mol	2544695	2720876
	56 kg C_4H_8 + 134,484$m_N^3O_2$ = 89,656$m_N^3CO_2$ + 89,656 m_N^3 H_2O 56 kg C_4H_8 + 192 kg O_2 = 176 kg CO_2 + 72 kg H_2O	1 kg	45396	48500
	22,414$m_N^3C_4H_8$+134,484$m_N^3O_2$=89,656$m_N^3CO_2$+89,656$m_N^3H_2O$ 22,414 m_N^3 C_4H_8 + 192 $m_N^3O_2$ = 176 kg CO_2 + 72 kg H_2O	1 m_N^3	113508	121392
12	$C_2S + 1,5\ O_2 = SO_2 + H_2O$	1 k mol	518996	563166
	34 kg H_2S + 33,621 $m_N^3O_2$ = 22,414 $m_N^3SO_2$ + 22,414 m_N^3 H_2O 34 kg H_2S + 48 kg O_2 = 64 kg SO_2 + 18 kg H_2O	1 kg	15265	16525
	22,414$m_N^3H_2S$+33,621 $m_N^3O_2$ = 22,414 $m_N^3SO_2$+22,414 $m_N^3H_2O$ 22,414$m_N^3H_2S$+48 kg O_2 = 64 kgSO_2 + 18 kg H_2O	1 m_N^3	23170	25125

Scanned with OKEN Scanner

Tabel 2.13. (continuare 3)

5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	15
112,07	160	533,66	689,65	67,242	132	-	-	89,656	72,04	421,59	529
2,54	3,63	12,1	15,6	1,525	3	-	-	2,033	1,634	9,56	11,97
5	7,138	23,81	30,77	3	5,89	-	-	4	3,214	18,81	23,632
145,7	208	693,81	896,55	89,656	176,04	-	-	112,07	176,04	548,11	688,55
2,507	3,579	11,94	51,465	1,718	3,029	-	-	1,928	3,029	9,433	47,886
6,5	9,28	30,95	40	4	7,854	-	-	5	7,854	24,45	30,72
67,242	96	320,2	413,783	44,828	88	-	-	44,828	36	252,96	317,783
2,397	3,422	11,415	14,752	1,6	3,138	-	-	1,6	1,284	9,018	11,33
3	4,283	14,285	18,461	2	3,927	-	-	2	1,607	11,285	14,178
56	80	266,66	344,827	44,828	88,02	-	-	22,414	18	210,66	264,82
2,15	3,07	10,238	13,24	1,721	3,38	-	-	0,861	0,691	8,088	10,168
2,5	3,57	11,905	15,388	2	3,927	-	-	1	0,803	9,405	11,818
134,484	192	640,4	827,58	89,656	176,04	-	-	89,656	72,04	505,916	35,58
2,397	3,422	11,414	14,75	1,6	3,138	-	-	16	1,284	9,017	11,328
6	8,566	28,57	36,922	4	7,854	-	-	4	3,214	22,57	28,356
33,621	48	160,1	205,6	-	-	22,414	64	22,414	18	126,47	158,9
0,986	1,408	4,7	6,071	-	-	0,657	1,88	0,657	0,528	3,714	4,663
1,5	2,141	7,143	9,23	-	-	1	2,858	1	0,803	5,643	7,089

Scanned with OKEN Scanner

Funcţie de entalpia specifică a volumului real de gaz (i_{vgr}) se poate determina cantitatea de căldură (Q_{gr}) conţinută în volumul total de gaze de ardere (V_{gr}) cu relaţia:

$$Q_{gr} = i_{vgr} \cdot V_{gr} \ , \ [KJ]$$

Cantitatea de căldură cedată de gaze într-o instalaţie se poate determina cu una din relaţiile:

$$Q_{gr} = m_{gr} \cdot c_p \ T_1 - T_2$$

$$Q_{gr} = V_{gr} \cdot C_p \ T_1 - T_2 \ , \ [KJ]$$

în care:

T_1 - temperatura gazelor la intrare, [K];

T_2 - temperatura gazelor la ieşirea din instalaţie, [K].

Notă: Temperatura gazelor de ardere evacuate la coş nu trebuie să coboare sub temperatura la care încep să condenseze vaporii de apă din gaze *(punctul de rouă)*, ceea ce ar conduce la micşorarea durabilităţii instalaţiilor prin corodarea intensivă şi formarea condensului.

2.1.1.5. Controlul şi reglarea proceselor de ardere

Controlul şi reglarea proceselor se face în scopul îmbunătăţirii proceselor de ardere (realizarea unor procese optime) şi asigurării unei funcţionări în deplină siguranţă a instalaţiilor de ardere la parametrii optimi.

Printr-un proces optim de ardere se înţelege procesul care asigură realizarea consumului specific minim de combustibil pentru o producţie de calitate, cu asigurarea atmosferei impuse tehnologic în incinta cuptorului.

Atmosfera de ardere poate fi: oxidantă, reducătoare sau neutră.

Atmosfera oxidantă este atmosfera de ardere cu aer în exces, obţinută prin creşterea cantităţii de aer peste cantitatea reală de aer necesară unui proces stoichiometric de ardere.

Atmosfera reducătoare este atmosfera de ardere obţinută prin micşorarea cantităţii reale de aer până sub cantitatea teoretică necesară unei arderi stoichiometrice.

Atmosfera neutră este obţinută prin introducerea în instalaţia de ardere a unei cantităţi de aer teoretic necesară pentru o ardere stoichiometrică ($V_{aer}=V_{at}$).

Din punct de vedere economic este de dorit ca în incinta instalaţiilor să avem o atmosferă neutră. Atmosferele oxidante sau reducătoare se impun numai din condiţiile tehnologice.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru a putea realiza şi menţine atmosfera de ardere dorită trebuie controlată continuu flacăra şi compoziţia gazelor de ardere, control ce se poate realiza vizual (flacăra de ardere) şi prin analiza gazelor arse.

Controlul vizual se realizează privind forma flăcării şi apreciind culoarea acesteia (carbonul la temperaturi ridicate arde cu flacără foarte luminoasă; hidrogenul arde cu flacără albăstruie foarte palidă; sulful arde cu flacără albăstruie; oxidul de carbon arde cu flacăra albastră; gazul metan arde cu flacără galbenă).

În cazul unei arderi perfecte şi cu un exces normal de aer, flacăra este clară, de culoare galben deschis cu vârfurile necolorate şi fumul este incolor (flacăra de difuzie). Pentru arderea realizată cu preamestec de gaz-aer, flacăra este clară, scurtă, în general albăstruie.

***Analiza gazelor** de ardere* se poate face prin intermediul analizoarelor de gaze, în special de CO_2, CO, O_2. Prezenţa CO_2 şi O_2 indică procese de ardere neeconomice.

Evidenţierea atmosferelor reducătoare din incintă se realizează prin prezenţa în gazele arse, care trebuie să se menţină la valorile cantitative indicate de tehnologie.

Trebuie menţionat că un grad înalt de reducere (atmosferă puternic reducătoare) necesită un consum energetic neeconomic, fapt ce impune un consum mărit de combustibil. De aceea gradul de reducere trebuie menţinut la valorile minime indicate de tehnologie (CO minim).

Prezenţa oxigenului în gazele arse impune ca măsură imediată micşorarea excesului de aer din instalaţia de ardere, diminuând astfel caracterul oxidant al atmosferei cuptorului, concomitent realizându-se un proces de ardere în condiţii energetice bune cu un consum redus de combustibil.

2.1.2. Producerea căldurii prin transformarea energiei electrice în energie termică

Utilizarea încălzirii prin efectul termic al energiei electrice este foarte larg răspândită, satisfăcând o varietate mare de necesităţi industriale, fiind cunoscută sub denumirea de electrotermie.

Obţinerea căldurii prin efect Joule-Lenz presupune existenţa în materialele supuse încălzirii a sarcinilor electrice libere (electroni sau ioni). Introducând materialele într-un câmp electric, în ele apare un curent electric reprezentat de o deplasare ordonată a sarcinilor electrice libere.

Electronii se mişcă cu viteză constantă, deşi materialul (conductorul) prezintă o rezistenţă electrică, reprezentată de ciocnirile elastice între electroni şi moleculele

Scanned with OKEN Scanner

staţionare, deoarece câmpul electric le întreţine mişcarea prin învingerea rezistenţei care se opune înaintării lor. Lucrul mecanic consumat pentru învingerea acestei rezistenţe se transformă în căldură, care la rândul ei determină creşterea temperaturii materialului respectiv. Căldura obţinută datorită efectului Joule-Lenz este proporţională cu pătratul intensităţiii (I) a curentului, cu rezistenţa electrică (R) a materialului (conductorului) şi cu timpul de trecere al curentului, astfel:

$$Q=I^2 \cdot R \cdot \tau, \quad [J]$$

Încălzirea electrică prezintă o serie de avantaje în raport cu încălzirea realizată prin arderea unui combustibil şi anume:

- reglarea în limite largi a cantităţii de căldură şi a temperaturii de regim, ceea ce face posibilă obţinerea oricărei curbe de variaţie a procesului termic;
- precizia temperaturii de lucru impuse, precum şi un înalt grad de uniformitate a acesteia;
- posibilitatea utilizării de atmosfere controlate şi a încălzirii în vid;
- realizarea unor puteri mari în volum redus;
- posibilităţi de mecanizare, automatizare şi programare a procesului tehnologic de încălzire;
- randamentul este mai ridicat decât în cazul încălzirii cu flacără;
- condiţii igienico-sanitare de lucru mult mai bune.

Dintre principalele dezavantaje amintim:

- preţul de cost ridicat al energiei electrice în raport cu cărbunele, păcura şi gazele;
- investiţii mai mari datorită complexităţii echipamentelor electrice;
- siguranţă relativ redusă în funcţionarea de lungă durată;
- preţul de cost ridicat al reparaţiilor capitale;
- necesitatea unui personal de întreţinere de înaltă calificare.

Ţinând cont de aceste considerente, trebuie specificat că utilizarea procedeelor electrotermice este recomandată când:

- procedeul tehnologic impune acest lucru;
- este necesară o producţie de calitate superioară;
- se urmăreşte îmbunătăţirea condiţiilor de muncă;
- se caută reducerea preţului de cost sau investiţiilor.

Scanned with OKEN Scanner

2.1.2.1. Materiale utilizate în construcţia instalaţiilor electrotermice cu rezistori

Materialele metalice utilizate în electrotermiee pentru executarea elementelor de încălzire trebuie să satisfacă următoarele caracteristici:

- lipsa transformărilor de fază la încălzire şi răcire în timpul funcţionării;
- temperatură de fuziune înaltă;
- refractaritate ridicată;
- rezistivitate ridicată;
- variaţie cât mai mică a rezistivităţii cu temperatura;
- rezistenţă bună la oxidare şi la coroziune, deoarece micşorarea secţiunii conductorilor electrici modifică rezistivitatea şi puterea de încălzire;
- rezistenţă mecanică bună la temperaturi înalte şi la şocuri termice;
- dilatare termică mică şi fasonare uşoară;
- plasticitate şi sudabilitate.

Principalele aliaje metalice pentru rezistori fac parte din clasele de aliaje de tipul nicromurilor, nicromurilor cu aluminiu, *Fe-Cr-Ni, Fe-Cr-Al* şi sunt redate în tabelul 2.14.

Elementele de încălzire pot fi: metalice, nemetalice sau ceramice. Elementele metalice sunt confecţionate din aliaje *Fe-Cr-Si*, aliaje feritice*Fe-Cr-Al*, cu conţinut de *Cr* până la 30 % şi aliaje *Cr-Ni*. Pentru temperaturi înalte se utilizează metale cu punct ridicat de fuziune ca: platină, molibden, wolfram, tantal, niobiu şi Kantal. Protecţia superficială a conductoarelor electrice împotriva coroziunii şi a coordonării este asigurată, la aliajele feritice, de pelicula formată de oxidul de aluminiu, iar în cazul oţelurilor austenitice, de pelicula de oxid de crom.

Pe lângă aceste materiale metalice, în construcţia rezistorilor se mai utilizează carburile greu fuzibile şi grafitul.

Carburile greu fuzibile reprezintă materialele cu cele mai mariperspective pentru cuptoarele cu temperatură ridicată (carburile de titan, zirconiu, niobiu, tantal, hafniu etc.), fiind obţinute prin procedeele moderne ale metalurgiei pulberilor.

Grafitul prezintă principala proprietate de a-şi micşora rezistenţa electrică cu creşterea temperaturii (până la o valoare minimă şi apoi creşte din nou) concomitent cu scăderea conductibilităţii termice şi creşterea rezistenţei mecanice.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.14 Caracteristicile principalelor materiale folosite pentru construirea rezistoarelor

Materialul	Temperatura max. de utilizare °C	Coeficientul de temperat. $^{o}C^{-1}\cdot10^{-3}$	Rezistivitatea electrică $m\cdot10^{-6}$
Oţel (fier)	500	7...10	0,12...0,15
FeCrEl 60(13...14,5 % Cr;3,5 ... 4,5 % Al, rest Fe, 0,2 % C)	850	0,1	1,25...1,35
FeCrAl (12...15% Cr;2,5 ... 3% Al; rest Fe,0,12 % C)	900	0,1	0,88
CrNi(15% Cr; 60 Ni, 25% Fe)	1000	0,1	1,1
CrNi(23% Cr; 75 Ni, 1,5% Fe)	1100	0,1	1,05
CrNi (20 % Cr; 80 % Ni)	1200	0,035	1,1
Kantal (20% Cr, 5% Al, 3% C, 72% Fe)	1300	0,06...0,09	1,3...1,45
Silită (CSi)	1400	Variabil	800...1900
Criptol (granule de cărbune)	1700	Variabil	600...2000
Disiliciură de molibden ($MoSi_2$)	1700	4,8	0,2...0,4
Grafit	2000	Variabil	8...13
Carbon	2000	Variabil	40...60

2.1.2.2. Calculul încălzitoarelor din aliaje rezistive şi execuţia constructivă a elementelor încălzitoare

Elementele încălzitoare metalice ale majorităţii cuptoarelor se execută fie din bandă de metal, fie din sârmă. în fig. 2.7 este reprezentată construcţia unui încălzitor în zig-zag, din bandă, şi modul cum se fixează pe pereţii, vatra şi bolta cuptorului. Elementele încălzitoare se fixează pe pereţii cuptorului cu cârlige şi elemente separatoare metalice sau ceramice, chituite în zidărie, iar pe vatră şi boltă se aşează în canalele zidăriei, formate din cărămizi fasonate special.

Cu cât elementele încălzitoare au spirale mai dese, cu atât se pot monta mai uşor în cuptor, dar cu atât ecranarea reciprocă a spirelor este mai mare şi suprafaţa benzii metalice se utilizează mai prost, de aceea, s-au stabilit dimensiunile raţionale în practică ale elementelor încălzitoare din bandă în zig-zag (fig.2,7 i); raportul dintre lăţimea (B) şi

Scanned with OKEN Scanner

grosimea benzii încălzitorului este de 5-20, iar pasul zig-zagului montat pe perete poate fi de 150 până la 600 mm, dar la fiecare 200 mm se vor monta câte un rând de separatoare. Pe boltă şi pe vatră, înălţimea zig-zagului nu trebuie să depăşească 250 mm.

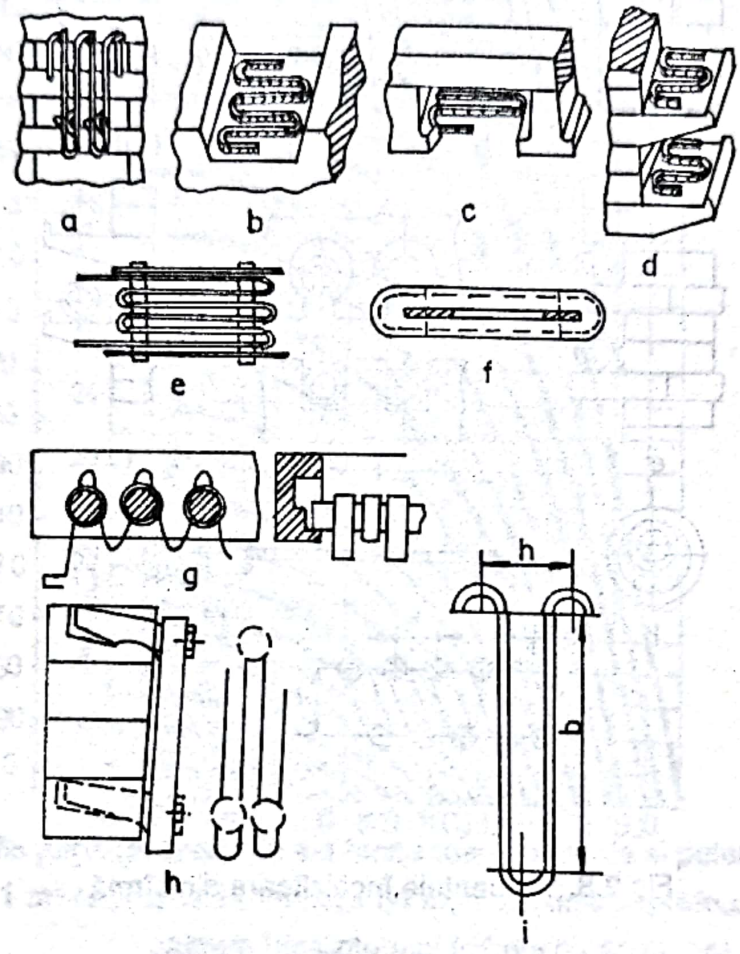


Fig.2.7.Construcţia elementelor încălzitoare din bandă metalică

Elementele încălzitoare din sârmă se pot executa tot sub formă de zig-zag, fixate pe pereţii, vatra şi bolta cuptorului (fig.2.8. a, b, c) de obicei, însă, din sârmă se execută spirale. De cele mai multe ori, la cuptoarele industriale se utilizează, pentru încălzitor, sârmă cu diametrul de 3-7 mm. Raportul dintre pasul h al spiralei şi diametrul d (fig. 2.8 j) se alege în funcţie de posibilităţile de montare ($h \geq 2, d$, $D=(6-8)d$ - pentru *Cr-Ni* şi $D=(4-6)d$ pentru *Fe-Cr-Al*).

Scanned with OKEN Scanner

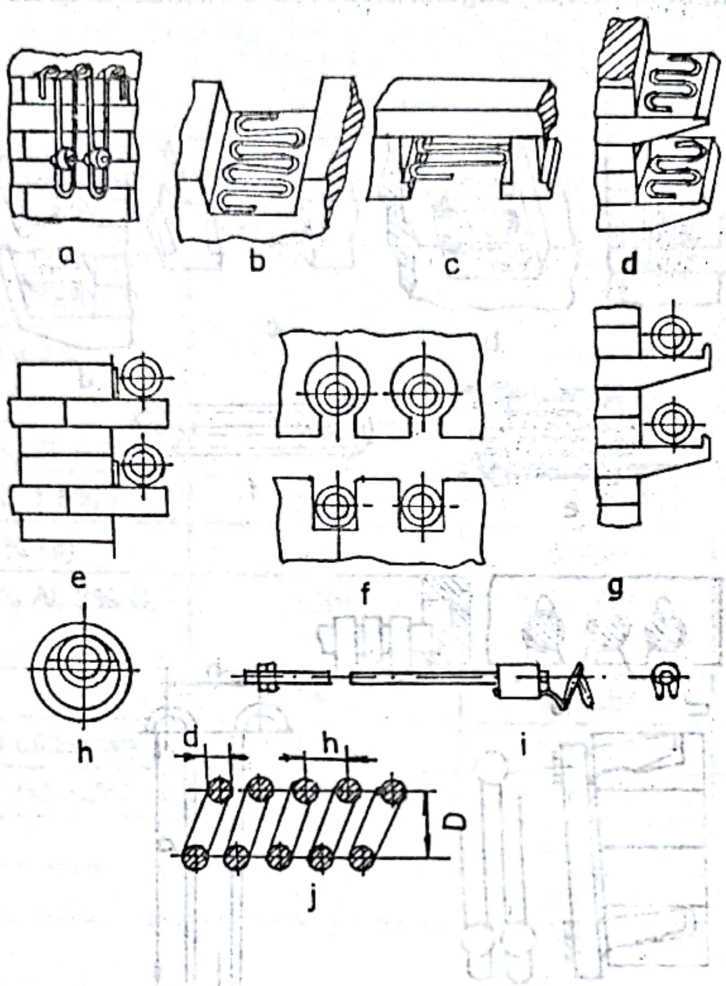


Fig.2.8. Elementele încălzitoare din sîrmă

Pentru calculul încălzitoarelor din aliaje rezistive, puterea specifică (puterea degajată de unitatea de suprafaţă a încălzitorului,) reprezintă mărimea de care depinde durata de funcţionare a încălzitoarelor şi limita de oxidare a materialului rezistiv (fig.2.9).

Legătura dintre puterea specifică şi cea ideală este dată de relaţia:

$$w = w_{id} \cdot \alpha_{ef} \cdot \alpha_p \cdot \alpha_0 \cdot \alpha_r, \ [W/m^2]$$

în care:

w - puterea specifică admisibilă;

w_{id} - puterea specifică ideală;

α_{ef} - coeficientul de radiaţie efectivă a unui încălzitor dat (tabelul 2.15.);

Scanned with OKEN Scanner

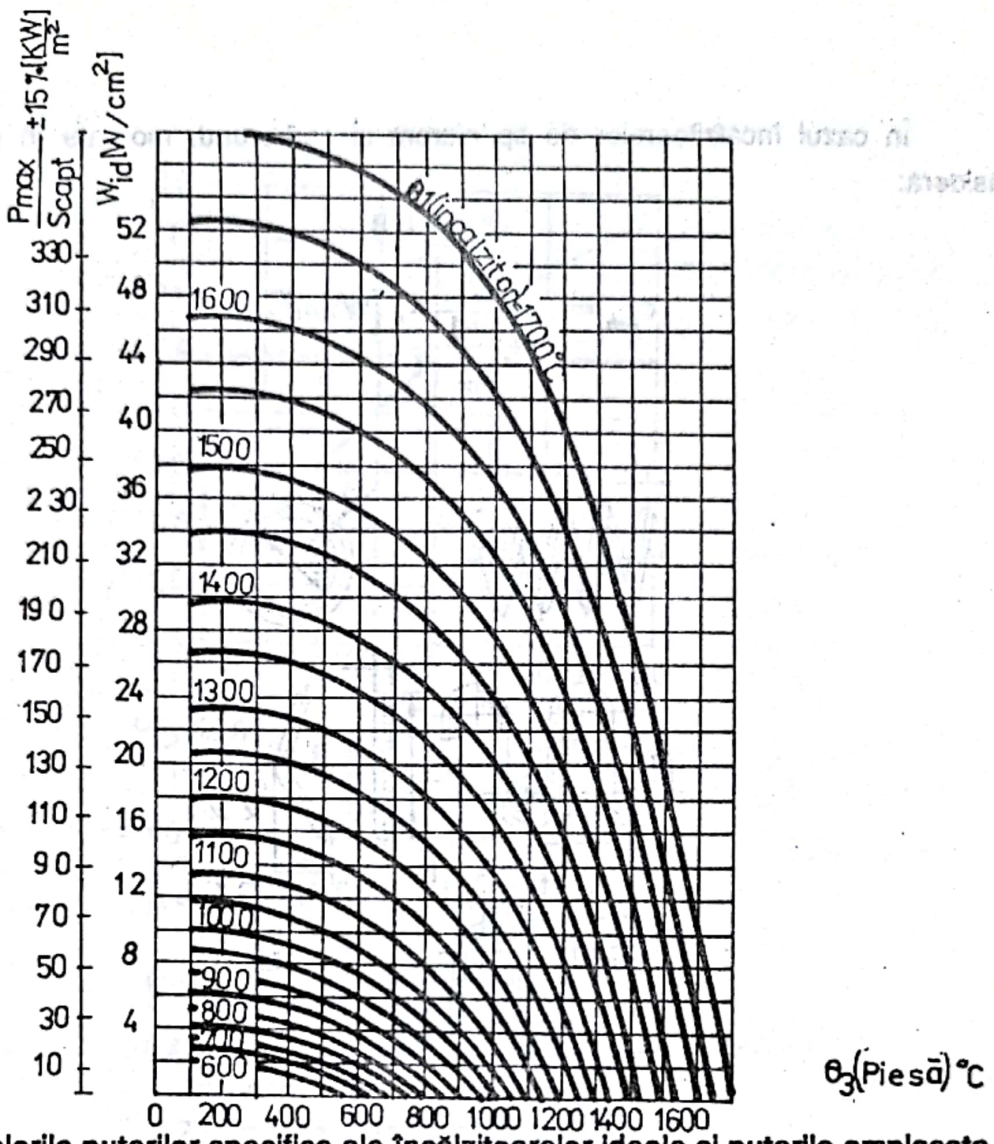


Fig.2.9. Valorile puterilor specifice ale încălzitoarelor ideale şi puterile amplasate pe 1 m² căptuşeală în funcţie de temperaturile suprafeţei ce primeşte căldura încălzitorului (cifrele de pe curbe)

Calculul rezistoarelor se va face pe baza dimensiunilor geometrice prezentate în fig.2.10.

α_p - coeficientul pasului încălzitorului (fig. 2.11);

α_0 - coeficient depinzând de coeficientul redus de radiaţie (C_{ech}) (fig.2.12).

Tabelul 2.15. Valoarea α_{ef}

Sistemul încălzitorului	α_{ef}	Valorile minime ale dimensiunilor relative spire
Sârmă în zig-zag	0,68	2,75
Bandă în zig-zag	0,40	0,90
Sârmă spirală pe policioare	0,32	2,00
Sârmă spirală pe tub ceramic	0,32	2,00

Scanned with OKEN Scanner

În cazul încălzitoarelor de tip nicrom şi carborund, montate în cuptoare, se consideră:

$$\xi_{inc.} \approx 0{,}8$$

$$c_{ech} = \frac{5{,}7}{\frac{1}{\xi_p} + \frac{1}{\xi_{inc}} - 1}, \left[W/m^2 \cdot K^4\right]$$

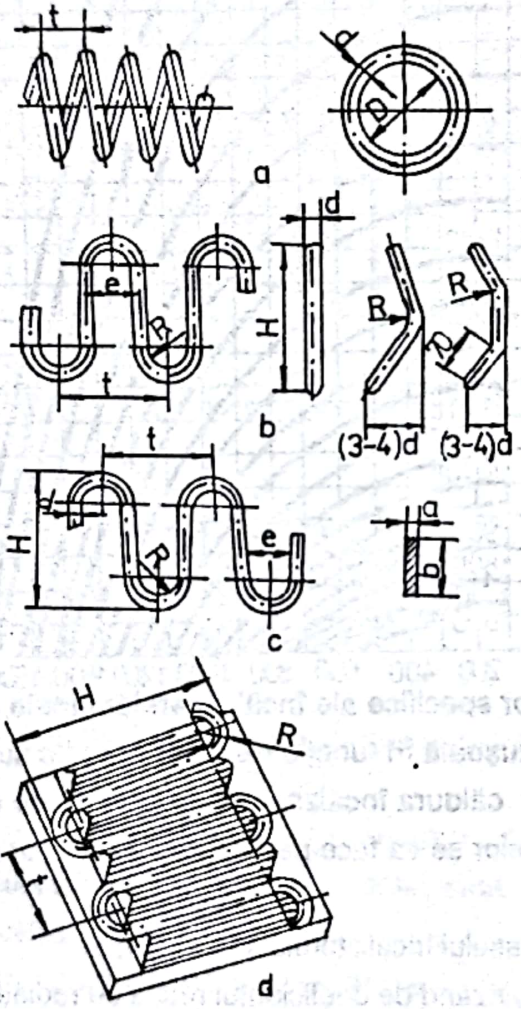


Fig.2.10.Încălzitoare din sîrmă şi bandă
a. sârmă în spirală;
b. sârmă în zig-zag;
c. bandă în zig-zag;
d. sârmă în zig-zag pe placă ceramică.

Scanned with OKEN Scanner

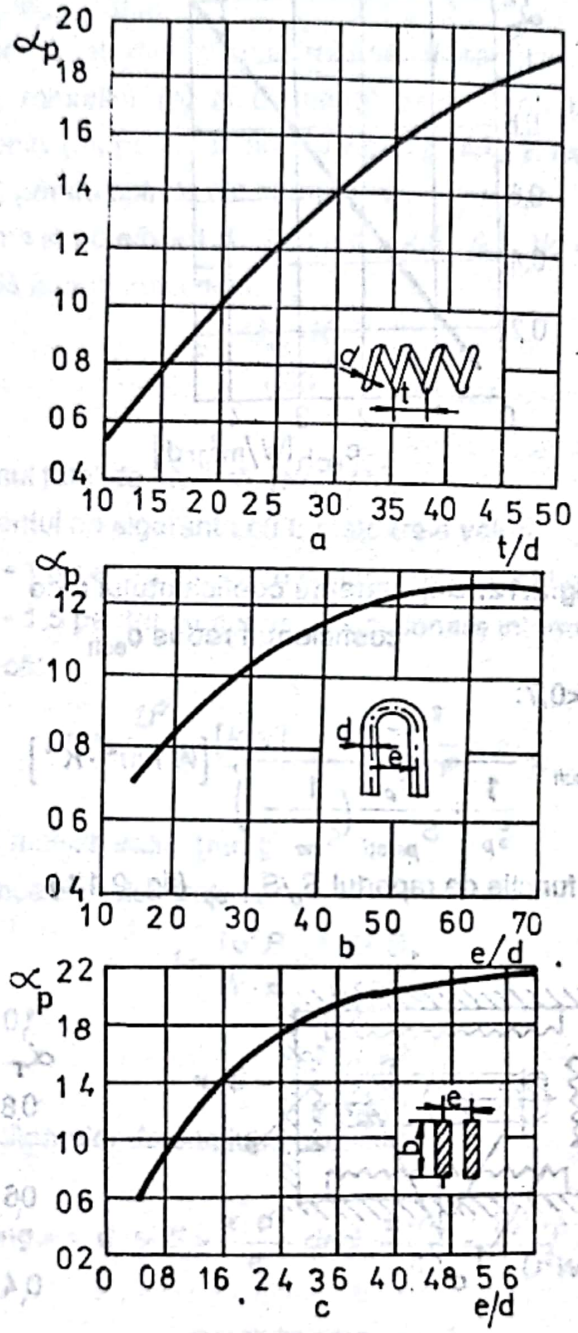


Fig.2.11. Dependenţa coeficientului de dimensiunile relative ale spiralelor

a. sârmă în spirală;

b. sârmă în zig-zag;

c. bandă în zig-zag.

Scanned with OKEN Scanner

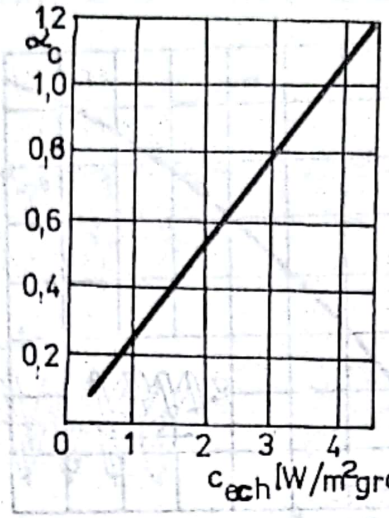


Fig.2.12. Dependenţa coeficientului c de coeficientul redus c_{ech}

pentru valori ale lui $\xi_{înc}<0,7$:

$$c_{ech} = \frac{5,7}{\frac{1}{\xi_p} + \frac{S_p}{S_{pereţi}}\left(\frac{1}{\xi_{înc}} - 1\right)}, \quad [W/m^2 \cdot K^4]$$

α_r - coeficient în funcţie de raportul $S_p/S_{pereţi}$ (fig. 2.13.)

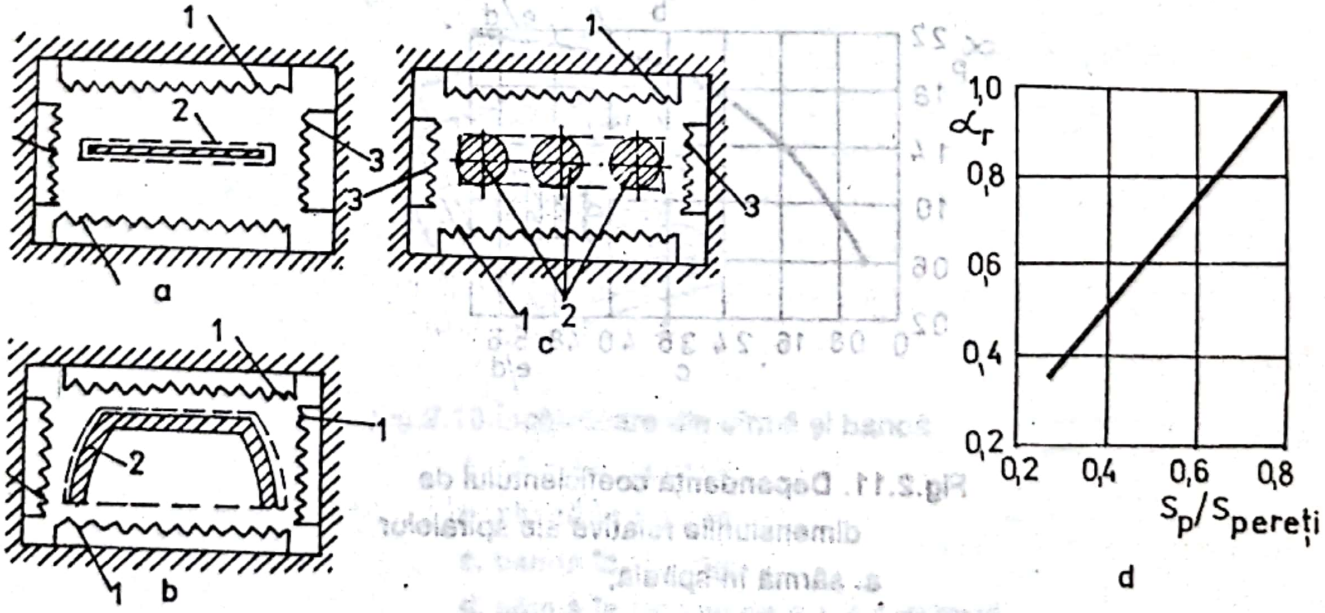


Fig.2.13. Pentru determinarea suprafeţelor de schimb de căldură

Scanned with OKEN Scanner

Pentru valori ale lui $S_p/S_{pereţi} \geq 0,8$, $\alpha_r=1$. Relaţia este valabilă în totalitate pentru valori ale raportului $S_p/S_{pereţi}>0,3$.

Se defineşte drept dimensiune relativă a spirelor (fig.2.10), raportul dintre distanţa dintre axele ramurilor (e) şi diametrul sârmei (d), pentru sârme în zig-zag, respectiv grosimea benzii (b), pentru banda în zig-zag (e/b) şi raportul între pasul spirei (t) şi diametrul sârmei (d) pentru spirele din sârmă (t/d).

Valorile optime sunt: e/b = 1,4 - 2,6; e/d = 2,5 - 4,5; t/d = 3,2 - 4,8.

Puterea totală a cuptorului este:

$$P = \frac{Q_{tot} \cdot K}{860}, \ [KW]$$

în care:

Q_{tot} - consumul total de căldură, $[Kcal/h]$;

K - coeficientul de siguranţă cu următoarele valori:

1,2 - 1,3 pentru cuptoare cu funcţionare continuă;

1,4 - 1,5 pentru cuptoare cu funcţionare intermitentă.

Se cunoaşte că:

$$P = \frac{U^2}{10^3 R}, \ [KW] \qquad R = \frac{U^2}{10^3 P} = \rho \cdot \frac{l}{S}$$

π - perimetrul încălzitorului, [mm];

l - lungimea încălzitorului, [m].

$$l = \frac{10^2 P}{W \cdot \pi} = \frac{U^2 S}{\rho \cdot 10^3 \cdot P}$$

$$\pi \cdot S = \frac{10^5 \cdot \rho \cdot p^2}{u^2 \cdot w}$$

În cazul încălzitoarelor de secţiune circulară:

$$\text{lung.} = \pi \cdot d \ \text{ şi } S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \ \text{ deci } \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{10^5 \cdot \rho \cdot p^2}{U^2 W}$$

rezultă:

$$d = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 10^5 \cdot \rho \cdot P^2}{\pi^2 \cdot U^2 \cdot W}}, \ [mm]$$

În cazul încălzitoarelor de secţiune dreptunghiulară, având raportul $m = b/a$ (fig. 2.10 c), grosimea benzii se obţine:

$$\pi = 2\,a + b = 2a\,m + 1$$

$$S + b \cdot a = m \cdot a^2$$

Scanned with OKEN Scanner

$$a = \sqrt[3]{\frac{10^5 \cdot \rho \cdot P^2}{2m_{m+1} \cdot U^2 \cdot W}}, \ [mm]$$

Lungimea şi masa (g) a încălzitoarelor de secţiune circulară este:

$$l = \frac{R \cdot S}{\rho} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot P \cdot U^2}{4 \cdot \pi \cdot \rho \cdot W^2}}, \ [m]$$

$$g = \rho' \cdot \sqrt[3]{\frac{0{,}63x4 \cdot P^5}{U^2 \cdot W^4}}, \ [kg]$$

g - masa încălzitorului;

ρ' - densitatea încălzitorului.

Pentru secţiune dreptunghiulară:

$$l = \sqrt[3]{\frac{2{,}5 \cdot P \cdot U^2 \cdot m}{(m+1)^2 \cdot \rho \cdot W^2}}, \ [m]$$

$$g = \rho' \cdot \sqrt[3]{\frac{0{,}625m^2 \cdot \rho \cdot P^5}{(m+1)^4 \cdot U^2 \cdot W^4}}, \ [kg]$$

2.1.2.3. Încălzirea electrotermică directă

Încălzirea directă (fig.2.14) se recomandă la piesele cu secţiune relativ mică şi lungime relativ mare (bare, ţevi, sârme, benzi), care au o anumită rezistenţă electrică R şi prin care se poate trece un curent electric de conductie I, astfel încât energia electrică transformată în căldură:

$$Q = RI^2t,$$

în timpul t, să poată ridica temperatura piesei (materialului) la valoarea dorită. Încălzirea directă necesită, de regulă, un timp redus (de ordinul unităţilor de secunde sau minute), are un randament ridicat (0,7...0,95), consum specific de energie redus (200...400 kWh/t) şi permite simplificarea proceselor tehnologice.

Piesa de încălzit are secţiune constantă, iar unul din contacte este mobil (liber), pentru a permite deplasarea piesei în urma dilatării.

Cele mai răspândite instalaţii de încălzire directă sunt utilizate la tratamentul termic al sârmelor din oţel, la acoperirea pentru izolaţie a sârmelor sau a benzilor şi la laminoare de mică productivitate, în cercetare, experimentări, etc. La oţelurile feromagnetice se va ţine seama de faptul că regimul de încălzire este influenţat de efectul

Scanned with OKEN Scanner

pelicular, cceea ce conduce la încălzirea neuniformă a piesei. în figura 2.15 se prezintă variaţia temperaturii la suprafaţa piesei (curba 1) şi în axul piesei (curba 2). După depăţirea punctului Curie *(708°C)*, temperatura la exterior devine mică. Practic, dacă piesele au un diametru sub 100 mm, încălzirea este uniformă, cu condiţia ca viteza de încălzire să fie relativ mare:

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{P}{mc}$$

unde:

P - putere, în W;
m - masa, în kg;
c - căldura specifică, în J/kgK.

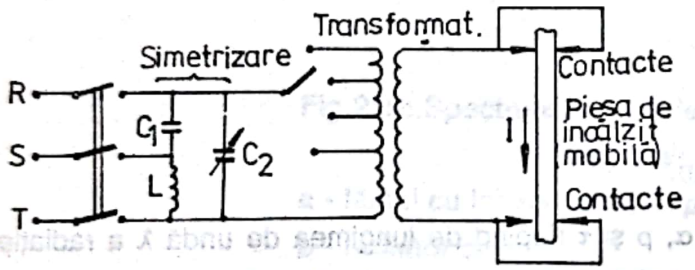


Fig.2.14. Instalaţie de încălzire directă

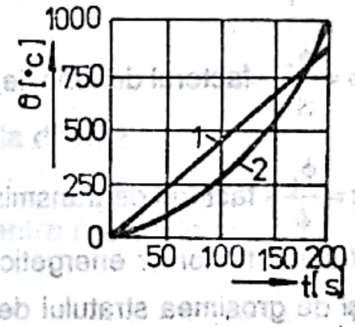


Fig.2.15 Variaţia în timp a temperaturii piesei feromagnetice încălzită direct cu curent electric de conducţie variabil:
1. la suprafaţa piesei
2. în axul piesei

În general, la viteze de încălzire mari, pierderile sunt mici, iar randamentele termice - ridicate.

2.1.2.4. Încălzirea electrotermică cu radiaţii infraroşii

Radiaţiile electromagnetice cu lungimea de undă cuprinsă între 0,76 şi 100 μm (radiaţii infraroşii) sunt utilizate pentru încălzirea corpurilor, prin transformarea unei părţi din energia acestor radiaţii în căldură.

Încălzirea cu radiaţii infraroşii se utilizează în principal la: uscarea vopselelor aplicate pe metale, uscarea materialelor izolante aplicate pe conductoare electrice,

Scanned with OKEN Scanner

uscarea miezurilor de turnătorie, încălzirea încăperilor, precum şi în multe alte domenii din industriile uşoară, alimentară, farmaceutică, agricultură etc.

Capacitatea de încălzire a unui corp prin radiaţii infraroşii depinde de proprietăţile absorbante, reflectante şi de transmisie ale corpului.

După ϕ_r - fluxul reflectant şi ϕ_t - fluxul de transmisie în infraroşu, rezultă:

$$\phi = \phi_a + \phi_r + \phi_t$$

sau raportând la ϕ :

$$1 = \alpha + \rho + \tau$$

unde:

$\alpha = \frac{\phi_a}{\phi}$ - este factorul de absorbţie

$\rho = \frac{\phi_r}{\phi}$ - factorul de reflexie;

$\tau = \frac{\phi_t}{\phi}$ - factorul de transmisie.

Valorile factorilor energetici α, ρ şi τ depind de lungimea de undă λ a radiaţiei incidente şi de grosimea stratului de străbătut al corpului de încălzit. Maximele spectrului de radiaţie $\alpha(\lambda)$ arată lungimile de undă ale radiaţiilor infraroşii, pentru care încălzirea corpului (cu o anumită grosime) este de eficienţă maximă.

Sursele de radiaţii infraroşii se construiesc pentru diferite lungimi de undă λ (scurte, $\lambda \leq 2$ μm; medii λ=2...4 μm; lungi λ>4 μm), corespunzătoare maximului de emisie a radiaţiei infraroşii. În figura 2.16 sunt prezentate spectrele de emisie ale unor lămpi cu incandescenţă pentru radiaţii infraroşii ***a*** şi ale unui radiator ceramic ***b***, la diferite temperaturi. Din figura 2.16 se defineşte spectrul de emisie, reprezentând variaţia fluxului energetic emis de unitatea de suprafaţă a corpului radiator $\varphi_2 = \frac{\phi}{S}$, $\left[W/m^2\right]$, în funcţie de lungimea de undă λ şi de temperatura θ.

Lămpile cu incandescenţă pentru radiaţii infraroşii *IR* au filamentul din Wolfram încălzit la 2000...2500 K, cu lungimea de undă λ=1...2 μm, au puteri de 100...1000 W, la o tensiune de 110 sau 220 V şi sunt prevăzute cu o durată de funcţionare de circa 3000 ore.

Aceste lămpi (fig.2.17) se deosebesc de cele normale printr-un strat reflector de aluminiu 1. depus pe balonul de sticlă 2. şi prin calota mată a balonului iar filamentul 3, de

Scanned with OKEN Scanner

cele mai multe ori din wolfram, are de regulă acelaşi formă şi dispunere. Lămpile pot fi conectate în serie, sau independent, cu scopul de a obţine o variaţie a puterii emisive.

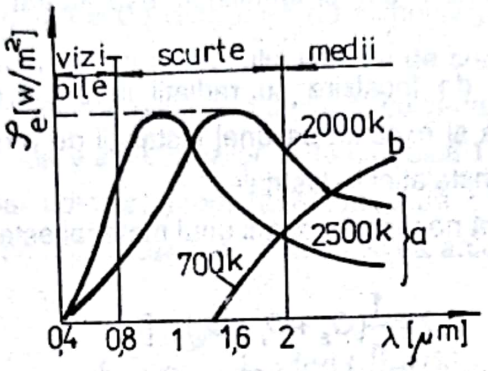


Fig.2.16.Spectrele de emisie la diferite temperaturi:
a - lămpi cu incandescenţă pentru radiaţii infraroşii;
b - radiator ceramic.

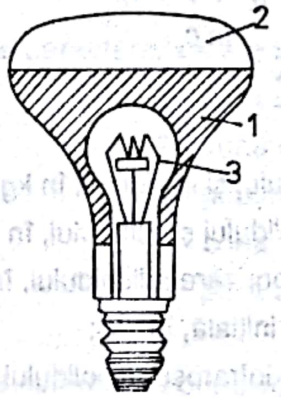


Fig.2.17. Lampă cu incandescenţă pentru radiaţii infraroşii
1 - strat reflector de aluminiu;
2 - balon de sticlă;
3 - filament.

Scanned with OKEN Scanner

Există şi alte tipuri de lămpi pentru radiaţii infraroşii, cum ar fi: lămpile tubulare din cuarţ (filament din crom-nichel sau wolfram înfăşurat pe o bară de cuarţ), lămpile tubulare metalice (filament din crom-nichel izolat electric faţă de tubul de oţel refractar), radiatoare ceramice (un rezistor din crom-nichel, sau tantal înglobat într-un înveliş ceramic), etc.

Calculul instalaţiilor de încălzire cu radiaţii infraroşii constă în determinarea cantităţii de căldură necesară şi executarea unei instalaţii de probă pentru determinarea parametrilor de proiectare ai instalaţiei industriale.

Cantitatea de căldură necesară uscării unui material este:

$$Q = \frac{1}{\eta}(Q_s + Q_l + Q_v), \ [J]$$

în care:

η - este randamentul instalaţiei (0,2...0,7);

Q_s, Q_l, Q_v - cantitatea de căldură necesară încălzirii corpului solid, lichid şi evaporării lichidului.

Aceste cantităţi de căldură se calculează cu relaţiile:

$$Q_s = \frac{m_s c_s}{\alpha_s}(\theta_f - \theta_i);$$

$$Q_l = \frac{m_l c_l}{\alpha}(\theta_f - \theta_i);$$

$$Q_v = \frac{m_l c_v}{\alpha_l};$$

unde:

m_s şi m_l - reprezintă masa solidului şi lichidului, în kg;

c_s şi c_l - căldura specifică a solidului şi lichidului, în j/kg°C;

c_v - căldura latentă de vaporizare a lichidului, în J/kg;

θ_f şi θ_i - temperaturile finală şi iniţială, în °C;

α_s şi α_l - factori de absorbţie în infraroşu al solidului şi lichidului.

Cunoscând puterea unei lămpi P, cantitatea de căldură necesară uscării Q şi timpul impus pentru uscare, se obţine numărul de lămpi:

$$n = \frac{Q}{Pt}$$

a căror aranjare în instalaţie (în cuptor) se face experimental, pe baza unui model fizic, care permite stabilirea câmpului de temperatură în diferite puncte ale cuptorului, pentru diferite distanţe dintre lămpi şi de la lămpi la corpul de încălzit.

Scanned with OKEN Scanner

2.1.2.5. Încălzirea electrotermică cu arc electric

Arcul electric este o descărcare electrică autonomă în gaze sau vapori metalici, cu o densitate ridicată de curent, determinată de natura, presiunea, temperatura şi starea de ionizare a gazului, precum şi de tensiunea de alimentare a electrozilor, distanţa între electrozi, etc. Zonele caracteristice ale arcului electric de curent continuu sunt (fig. 2.18): pata catodică 1; zona catodică 2; plasma, numită şi coloana arcului 3; zona anodică 4 şi pata anodică 5. La o deplasare a electrozilor, pata catodică 1 rămâne fixă. Coloana arcului are temperatura cea mai ridicată, producând ionizarea gazului. La variaţiii lente ale curentului *I*, din electrozi se obţine caracteristica statică a arcului electric (fig.2.19).

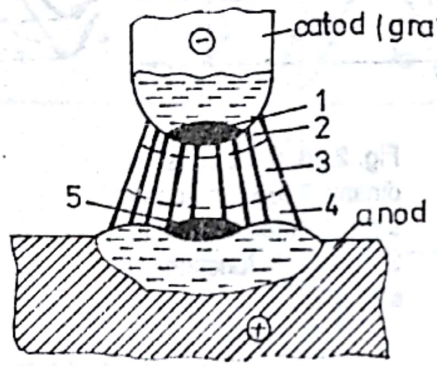


Fig.2.18.Zonele caracteristice ale arcului electric de curent continuu
1 - pata catodică;
2 - zona catodică;
3 - plasma;
4 - zona anodică;
5 - pata anodică.

La variaţii rapide ale curentului *I* din electrozi se obţine caracteristica dinamică a arcului electric (fig.2.20) în care *S* reprezintă un punct de funcţionare staţionară.

În curent alternativ, arcul electric are o rezistenţă neliniară, ceea ce conduce la o caracteristică tensiune-curent nesinusoidală, cu două amorsări şi două stingeri, (câte una pentru fiecare alternanţă pozitivă şi negativă) a tensiunii de alimentare (fig.2.21).

Pentru ca arcul electric alternativ să aibă stabilitate (să se reaprindă) este necesar ca tensiunea pe elctrozi să fie mai mare decât tensiunea de amorsare a arcului:

Scanned with OKEN Scanner

$$u \geq U_{am}$$

la care se adaugă şi condiţia ca între stingerea şi reaprinderea arcului, efectul deionizant să nu fie total. Pentru a realiza această condiţie este necesar ca lungimea arcului să fie cât mai mică, iar curentul prin arc să fie cât mai mare, deci este necesar ca spaţiul arcului să aibă o ionizare cât mai intensă.

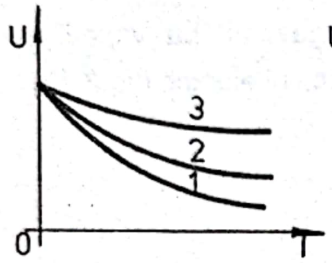


Fig. 2.19. Caracteristica statică tensiune-curent a arcului electric de c.c.
1 - pentru arc scurt;
2 - pentru arc de lungime mijlocie;
3 - pentru arc lung.

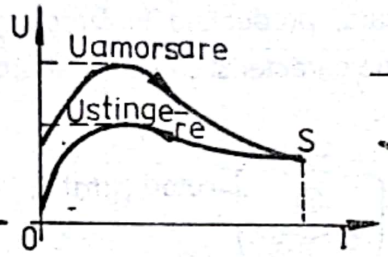


Fig. 2.20. Caracteristica dinamică tensiune-curent a arcului electric de c.c.
S - punct de funcţionare staţionară.

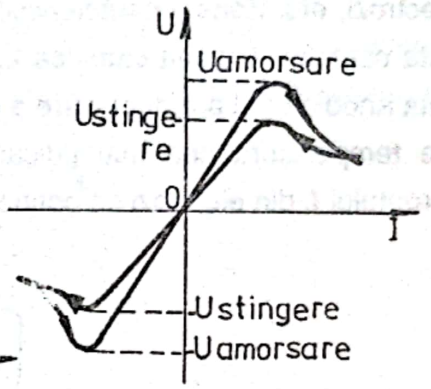


Fig. 2.21. Caracteristica dinamică tensiune-curent a arcului electric alternativ.

Dacă circuitul electrozilor cu arc are un caracter rezistiv (fig.2.22), rezultă că arcul electric are pauze (t_1+t_3) cu efecte nefavorabile pentru stabilirea acestuia, iar datorită deformării pronunţate a tensiunii u_0 şi curentului din arc i_a, factorul de putere K scade (practic K = 0,75...0,85).

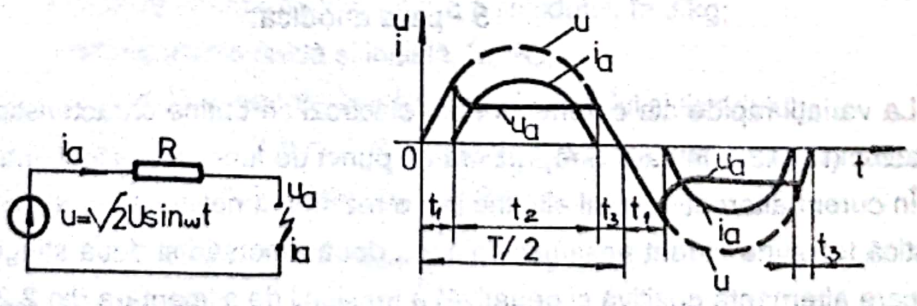


Fig.2.22. Circuitul relativ al electrozilor cu arc alternativ şi variaţia în timp a curentului din arc I_a şi a tensiunii pe arc U_a.

Scanned with OKEN Scanner

Dacă circuitul electrozilor cu arc are un caracter inductiv (fig.2.23), curentul din arc i_a este defazat în urma tensiunii de alimentare u cu unghiul φ (care depinde de inductivitatea L). Similar se poate scrie condiţia (pentru t=0):

$$\sqrt{2}U \cdot \sin\varphi \geq u_a$$

Lipsa pauzelor arcului se explică prin faptul că la trecerea tensiunii prin zero, curentul din arc i_a este menţinut de tensiunea de autoinducţie pe bobină:

$$u_2 = -L\frac{di_a}{dt}$$

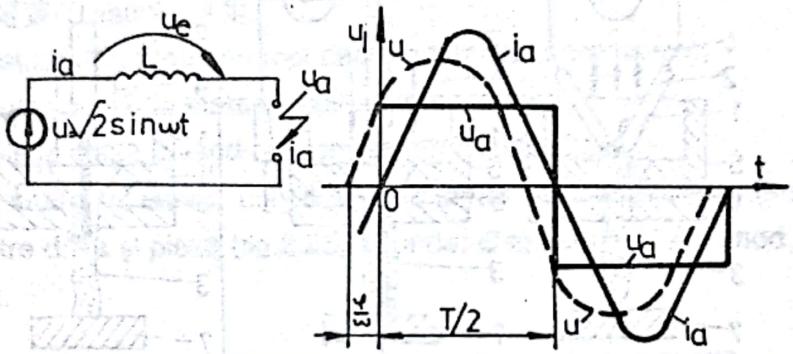


Fig.2.23. Circuitul inductiv al electrozilor cu arc alternativ şi variaţia în timp a curentului din arc I_a şi a tensiunii pe arc u_a.

Practic, arcul electric al cuptoarelor are asigurată stabilitatea prin faptul că electrozii, fiind puternic încălziţi, nu permit deionizarea în timpul pauzelor de curent.

Arcul electric trifazat prezintă avantajul încărcării simetrice a reţelei de alimentare şi a unei stabilităţi îmbunătăţite, mai ales în cazul reţelei fără conductor de nul, datorită creşterii tensiunii pe faza stinsă (întreruptă).

2.1.2.6. Încălzirea electrotermică cu plasmă

Plasma este starea de trecere între gaz şi fluidul ionizat. Temperatura plasmei depinde de gradul de ionizare al fluidului ionizat (raportul între denistatea de ioni în volum şi densitatea tuturor particulelor din acelaşi volum). Dacă gradul de ionizare se apropie de unitate, plasma are o temperatură ridicată, de mai multe milioane de grade Kelvin (de exemplu, în cazul fuziunii nucleare), iar dacă gradul de ionizare este mai mic de , plasma

Scanned with OKEN Scanner

are o temperatură de 2000...20000 K. Acest tip de plasmă se utilizează în cuptoare pentru topit materiale greu fuzibile sau în instalaţii pentru sinteza unor produse chimice.

Plasma este produsă de generatoare de plasmă, numite şi plasmatroane.

Plasmatroanele cu arc electric pot înlocui, eficient şi cu multe avantaje calitative, toate sursele de căldură utilizate în metalurgie (arzătoare cu flacără, încălzitoare cu rezistenţă, arcul electric etc.). Cuptoarele electrice cu plasmă au o mare stabilitate, permit reglarea continuă a regimului termic, au o productivitate ridicată, dau posibilitatea creşrii în cuptor a atmosferei dorite, într-un domeniu larg de presiuni şi au un conţinut foarte scăzut de impurităţi si incluziuni de gaze.

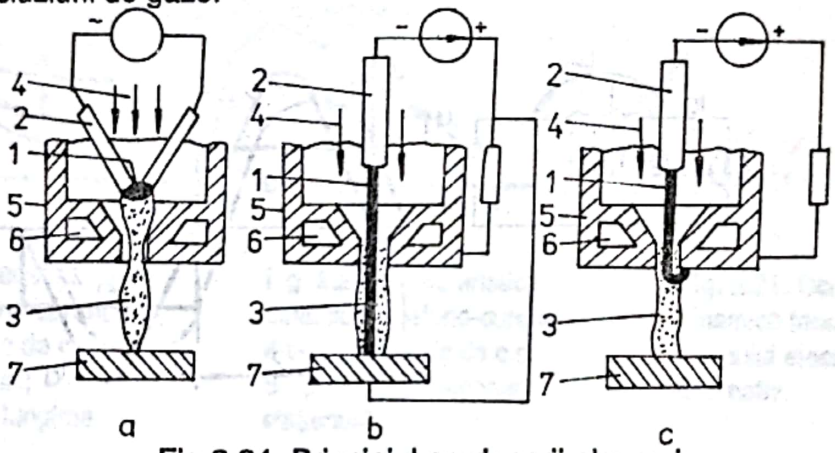


Fig.2.24. Principiul producerii plasmei:

a - cu arc alternativ, între doi electrozi;
b - cu arc continuu între electrod şi piesa de încălzit;
c - cu arc continuu între electrod şi un ajutaj din cupru răcit cu apă;
1 - arc electric;
2 - electrod;
3 - plasmă;
4 - gaz plasmogen;
5 - ajutaj;
6 - cameră prin care circulă apă rece;
7 - piesa de încălzit;
R - rezistenţă de limitare;
G - generator de curent alternativ.

Producerea plasmei se poate realiza în curent alternativ (fig.2.24) sau în curent continuu (fig.2.24 b şi c). La generarea plasmei cu ajutorul arcului electric de curent alternativ, arcul electric 1 se produce între electrozii 2 conectaţi la o sursă de curent alternativ, iar jetul de plasmă 3 se obţine prin ionizarea gazului plasmogen 4 (argon, hidrogen, azot sau un amestec al acestora), fiind concentrat de ajutajul din cupru 5 (răcit cu apa care circula prin camera 6). Jetul de plasmă poate încălzi plasma 7.

Scanned with OKEN Scanner

La generarea plasmei cu ajutorul arcului electric de curent continuu, arcul electric 1 se produce între electrodul 2 şi ajutajul de cupru 5 conectat la polaritatea plus a sursei prin intermediul rezistenţei *R*. Arcul electric 1 va ioniza gazul plasmogen 4 sub presiune şi va forma jetul de plasmă 3 (mişcarea dirijată a particulelor electrizate). Dacă spaţiul arcului este suficient de ionizat şi câmpul electric dintre duza 5 şi piesa de încălzit 7 este suficient de intens, arcul electric se va muta de pe duză pe piesă (fig. 2.24 b); în caz contrar, va rămâne între electrod şi duză (fig. 2.24 c).

Schemele din figura 2.24 *a* şi *c* reprezintă generatoare de plasmă cu arc netransferat, iar schema din figura 2.24 *b* - generatoare de plasmă cu arc transferat.

Cuptoarele cu plasmă pot fi:

- cu arc netransferat (putând topi deci şi materiale nemetalice);
- cu anodul la piesă (la metalul topit aflat în creuzet);
- cu catodul la piesă (având randament termic ridicat);
- cu alimentare în curent continuu între anod (duză) şi catod (electrod) şi în curent alternativ între duză şi piesă (fig.2.25) a, unde: *C* este catod, *A* - anod, *P* - plasmă, *M* - piesă metalică.

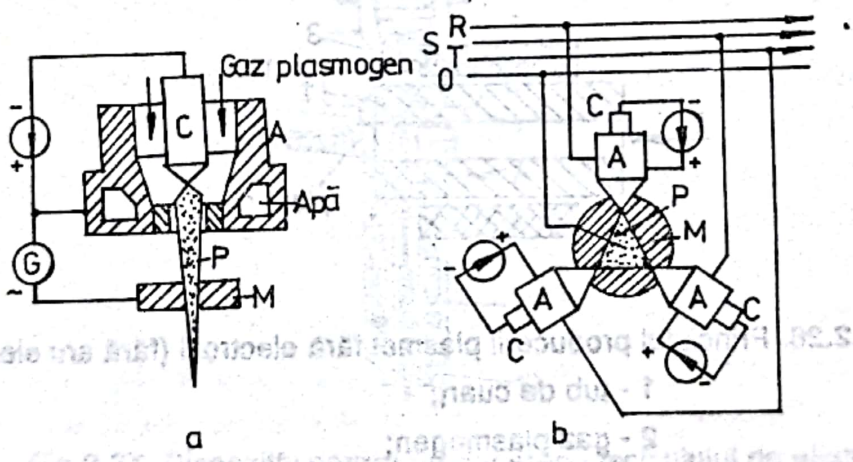


Fig.2.25. Producerea plasmei în cuptoarele cu plasmă.

a - principiul;
b - schema cuptorului cu plasmă trifazat; **P - plasmă;**
A - anod; **M - piesă metalică;**
C - catod; **G - generator de curent alternativ.**

La cuptorul cu plasmă trifazat (cu creuzet sau cu lingotieră) din figura 2.25.b, curentul alternativ asigură o conducţie prin jeturile de plasmă, iar la intersecţia acestora se găseşte metalul de topit *M*, la care se leagă conducătorul de nul al reţelei. în general, la

Scanned with OKEN Scanner

aceste tipuri de cuptoare, puterea poate fi reglată continuu, atmosfera din cuptor poate fi controlată şi modificată după necesităţi, iar repartiţia temperaturii poate fi optimizată prin variaţia înclinării jetului de plasmă. Orientativ, cuptorul din figura 2.25.b poate avea o putere necesară de 250 kW, randamentul 66...77 % şi debitul de gaz plasmogen de 15...30 l/min. pentru fiecare arzător (construit pe principiul din fig. 2.25.a).

Există şi generatoare cu plasmă fără electrozi, la care transformarea energiei în plasmă se realizează prin efect Joule-Lenz cu curenţi de înaltă frecvenţă (1...30 MHz). Acestea sunt constituite dintr-un tub de cuarţ 1, în care se introduce gazul plasmogen 2 şi o bobină inductoare 3 (fig. 2.26). Cu cât diametrul tubului de cuarţ este mai mare, cu atât puterea necesară şi debitul gazului plasmogen sunt mai mari. Amorsarea plasmei se face cu argon la presiune scăzută în prezenţa unei bare metalice încălzită prin inducţie; bara determină o anumită repartiţie a câmpului electric, asigurând ionizarea necesară amorsării. După amorsare, bara se îndepărtează, iar argonul poate fi înlocuit cu alt gaz plasmogen. Bobina inductoare are 2...8 spire construite şi aşezate astfel încât să asigure o anumită concentrare a câmpului în tub. Atât bobina cât şi tubul sunt răcite permanent cu apă sau gaz.

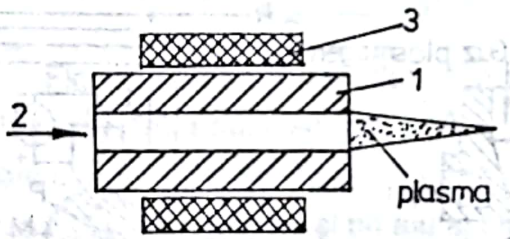


Fig.2.26. Principiul producerii plasmei fără electrozi (fără arc electric):
1 - tub de cuarţ;
2 - gaz plasmogen;
3 - bobină inductoare.

2.1.2.7. Încălzirea electrotermică cu fascicul de electroni

Încălzirea cu fascicul de electroni constă în transformarea în căldură a energiei electronilor care bombardează suprafaţa corpului de încălzit, situat în vid înaintat $10^{-8}...10^{-4}$ *mm Hg* . Se realizează cuptoare pentru topire (metale greu fuzibile şi purternic reactive - *Zr* , *Bc* , *Hf* , *Mo* , *Ta* , *V* , *W* etc. şi aliaje greu fuzibile), pentru retopirea deşeurilor de laminare, pentru turnarea aliajelor greu fuzibile şi a metalelor de

Scanned with OKEN Scanner

mare puritate (nichel, cupru şi alte metale neferoase) etc. De asemenea, există instalaţii cu fascicul de electroni pentru sudare, metalizare, creşterea monocristalelor, precum şi pentru alte utilizări tehnice.

Electronii necesari se extrag din catozi şi se accelerează spre anozi cu ajutorul unui câmp electric stabilit în vid cu o tensiune electrică ridicată (10...150 kV). Dispozitivul pentru producerea fasciculului de electroni (numit şi tun electronic) este prezentat în figura 2.27 în care: 1 - este izolator; 2 - racord pentru pompa de vidare; 3 -catod; 5 - anod de accelerare; 6 - circulaţia apei de răcire; 7 - fasciculul de electroni; 8 lentile magnetice; 9 - tub; 10 - sistem de deviere a fasciculului de electroni. Între catodul 3 şi anodul 5 se aplică tensiunea înaltă, protecţia mecanică a catodului fiind realizată de blocul 4. Reglând sistemul magnetic (cu bobine) 10 se poate dirija direcţia dorită a fasciculului 7.

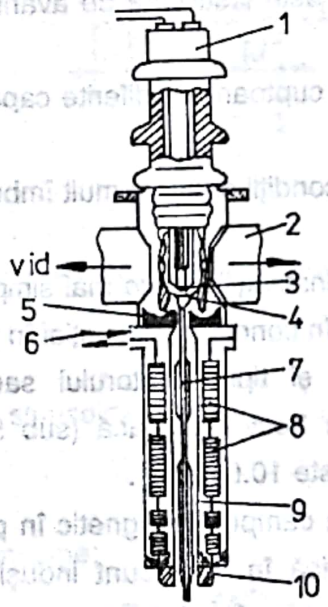


Fig.2.27. Dispozitiv pentru producerea fasciculului de electroni (tun electronic):

1 - izolator;
2 - racord pentru pompa de vidare;
3 - catod;
4 - bloc de protecţie mecanică;
5 - anod;
6 - circulaţia apei reci;
7 - fascicul de electroni;
8 - lentile magnetice;
9 - tub;
10 - sistem de deviere a fasciculului de electroni.

Scanned with OKEN Scanner

2.1.2.8. Încălzirea electrotermică prin inducţie

Încălzirea prin inducţie se bazează pe transmiterea energiei electromagnetice în metalul de încălzit situat în câmpul magnetic (variabil în timp) al unei bobine inductoare, încălzirea metalului producându-se prin efectul Joule-Lenz al curenţilor turbionari induşi. Dacă metalul este feromagnetic, se adaugă şi încălzirea prin efectul histerezis, până la punctul Curie. Materialele nemetalice se pot încălzi în creuzete metalice încălzite prin inducţie.

Domeniile de utilizare ale încălzirii prin inducţie sunt multiple: topirea metalelor feroase (oţel, fontă) şi neferoase (cupru, aluminiu, zinc, magneziu), încălzirea în volum a semifabricatelor metalice (care urmează a fi prelucrate la cald prin forjare, matriţare, presare, laminare), călirea superficială a pieselor etc. Diversitatea mare de domenii în care se utilizează încălzirea prin inducţie este justificată de avantajele pe care le oferă acest mijloc de încălzire:

- posibilitatea de a construi cuptoare cu diferite capacităţi, de la mai puţin de 10 kg până la 100 t pe fiecare unitate;

- productivitatea ridicată şi condiţii de lucru mult îmbunătăţite faţă de alte metode de încălzire;

- construcţia cuptoarelor şi instalaţiilor este mai simplă şi fără contacte electrice, permiţând automatizarea funcţionării în condiţiile producţiei în flux.

În funcţie de capacitatea şi tipul cuptorului sau instalaţiei electrotermice, tensiunea de alimentare poate avea frecvenţă joasă (sub 50 Hz), industrială (50 Hz), medie (50...10.000 Hz) sau înaltă (peste 10.000 Hz).

Adâncimea de pătrundere a câmpului magnetic în piese metalice se determină considerând o piesă metalică cilindrică în care sunt induşi curenţi turbionari, datorită câmpului magentic H_1 creat de o bobină cu N spire, prin care circulă curentul de conducţie I_1 sinusoidal (fig.2.28). Curenţii turbionari crează la rândul lor un câmp magnetic H_2, care în axul solenoidului este nul şi are sens invers faţă de H_1 . Din cauza efectului pelicular, curenţii turbionari sunt situaţi numai pe o adâncime δ de la suprafaţa piesei. Se poate deci considera că în partea centrală a piesei, atât câmpul rezultant cât şi curenţii turbionari sunt nuli.

Admiţând că permeabilitatea magnetică relativă a piesei este constantă şi intensitatea câmpului magnetic H_2 variază liniar având valoarea maximă H_1 , din legea fluxului magnetic rezultă fluxul din piesă:

Scanned with OKEN Scanner

$$\phi = \int \overline{B_2} \cdot \overline{ds} = \mu \int H_2 \cdot ds = \mu \frac{H_1}{2} 2\pi r \cdot \delta$$

unde s-a considerat că inducţia magnetică B_2 din piesă este paralelă cu câmpul H_2 şi cu vectorul elementului de suprafaţă dS. Câmpul H_2 variind liniar, s-a considerat o valoare medie $\frac{1}{2}H_1$.

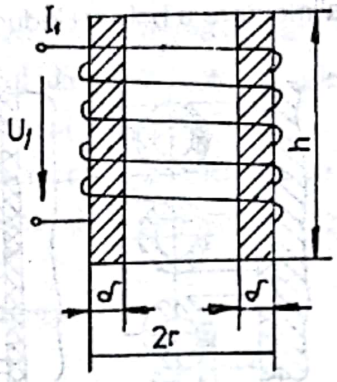


Fig.2.28. Explicativă pentru determinarea adâncimii de pătrundere a câmpului magnetic δ în piese metalice cilindrice.

Fluxul ϕ variază sinusoidal, cu pulsaţia ω, deci produce în piesă o.t.e.m. sinusoidală:

$$U_2 = \omega \cdot \phi$$

acoperită de căderea de tensiune:

$$R_2 I_2 = \frac{2\pi r \rho}{\delta \cdot h} \cdot I_2 = \omega \phi$$

unde I_2 este curentul indus în stratul cu curenţi turbionari, pe adâncimea δ, care se determină din legea circuitului magnetic (aplicată pe un contur C cuprinzând numai stratul cu I_2).

$$\oint_C \overline{H_2} \cdot \overline{dl} = \oint_C H_2 \cdot dl = H_1 \cdot h = I_2$$

întrucât în spaţiul dintre bobină şi piesă, câmpul este considerat uniform şi egal cu H_1, iar în interiorul piesei câmpul rezultant este nul.

$$\rho \frac{2\pi r}{\delta \cdot h} I_2 = \omega \cdot \mu \frac{H_1}{2} \cdot 2\pi r \cdot \delta = \delta^2 = \frac{2\rho}{\omega\mu} \cdot \frac{I_2}{H_1 \cdot h} = \frac{2\rho}{\omega \cdot}$$

Scanned with OKEN Scanner

Înlocuind $\mu = \mu_0 \cdot \mu_r = 4\pi \cdot 10^{-7} \mu_r$ şi $\omega = 2\pi f$, rezultă adâncimea de pătrundere:

$$\delta = 503 \sqrt{\frac{\rho}{\mu_r \cdot f}}, \ [m];$$

unde:

ρ - este rezistivitatea piesei;

μ_r - permeabilitatea magnetică relativă a piesei;

f - frecvenţa tensiunii de alimentare a bobinei inductoare, în Hz.

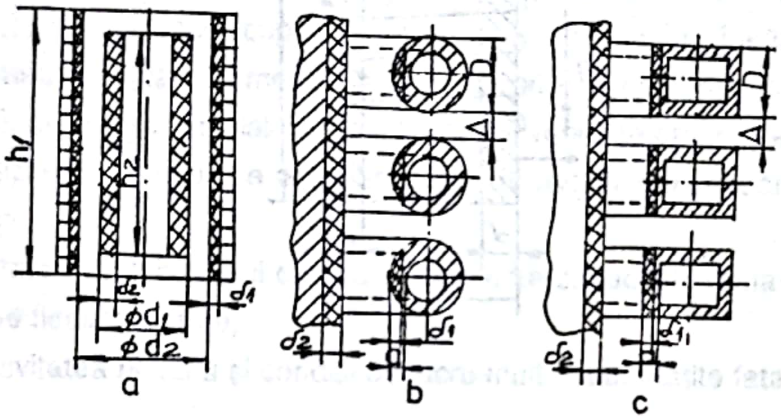


Fig.2.29. Adîncimile de pătrundere δ la inductorul solenoidal şi la piesa metalică:

a - piesa în formă de cilindru plin situată în interiorul solenoidului;

b - forma cilindri a spirelor;

c - forma dreptunghiulară a spirelor;

h_1 şi h_2 - înălţimea inductorului şi piesei cilindrice (şarjei);

d_1 şi d_2 - diametrele piesei şi inductorului;

a - grosimea peretelui spirei din ţeavă;

D - diametrul spirei circulare;

b - înălţimea spirei dreptunghiulare;

Δ - distanţa dintre spire.

Rezultă că, la frecvenţe joase, curenţii turbionari pot circula în (aproape) întreaga masă a piesei, ceea ce permite încălzirea acesteia în volum (în adâncime), iar la frecvenţe ridicate curenţii turbionari circulă numai spre suprafaţa piesei, ceea ce permite încălzirea ei superficială. Se constată deci că, pe măsură ce creşte frecvenţa de lucru, adâncimea de pătrundere scade şi invers. Se poate arăta însă că pentru o piesă dată şi o putere

Scanned with OKEN Scanner

specifică necesară, cu creşterea frecvenţei de lucru se impune şi creşterea tensiunii de alimentare, ceea ce conduce (în cazul călirii superficiale pe o peliculă foarte subţire), la limitarea frecvenţei, în primul rând pentru a evita străpungerea izolaţiei inductorului. Transmiterea energiei electromagnetice de la inductor la piesă (materialul) de încălzire depinde de natura materialelor, formele şi poziţiile relative ale inductorului şi piesei. Se va considera cazul cel mai des întâlnit în practică: inductorul solenoidal, în interiorul căruia există o piesă metalică în formă de cilindru (fig.2.29).

Inductorul are N spire, este parcurs de curentul I_1 (debitat de sursa de alimentare U), care produce în spaţiul dintre inductor şi piesă (în aer) câmpul magnetic H_1 , neuniform la capetele inductorului şi piesei.

Curentul I_1 este repartizat pe adâncimea de pătrundere δ_1 (fig.2.29) în spirele de formă circulară (fig.2.29), sau dreptunghiulară (fig.2.29). Coeficientul de umplere al spirelor este:

- pentru spirele cilindrice:

$$g = \frac{\pi DN}{4h_1}$$

- pentru spirele dreptunghiulare:

$$g = \frac{b \cdot N}{h_1}$$

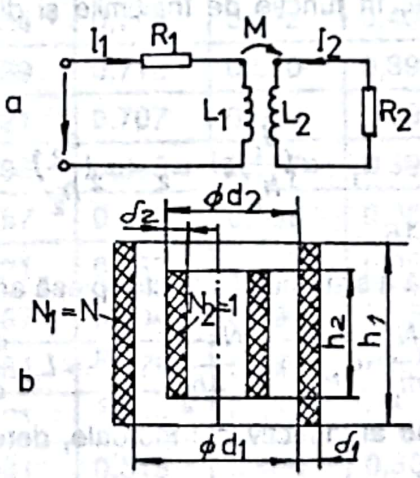


Fig.2.30. Sistemul inductor-piesă:
a - schema echivalentă;
b - dimensiunile sistemului.

Schema echivalentă a sistemului inductor-piesă este prezentată în figura 2.30 ca un transformator fără miez, compus din doi cilindri coaxiali cu grosimile δ_1 şi δ_2 diametrele

Scanned with OKEN Scanner

d_1 şi d_2 şi înălţimile h_1 şi h_2 (fig.2.30). Inductibilităţile interioare ale cilindrilor se neglijează, deoarece δ_1 şi δ_2 se neglijează faţă de d_1 şi d_2. Cu R_1 s-a notat rezistenţa inductorului, iar R_2 - rezistenţa piesei.

Inductivitatea exterioară a inductorului L_{10} şi inductivitatea exterioară a piesei L_{20} au valorile (cu $N_1=N$ şi $N_2=1$):

$$L_{10}=\frac{N_1^2}{Rm_1}=\mu_0\frac{\pi d_1^2}{4h_1^2}\cdot N^2\cdot\alpha_1$$

$$L_{20}=\frac{N_2^2}{Rm_2}=\mu_0\frac{d_2^2\pi}{4h_2^2}\cdot\alpha_2$$

unde R_{m1} şi R_{m2} sunt reluctanţele magnetice ale inductorului şi piesei:

$$R_{m1}=\frac{h_1}{\mu_0 S_1\cdot\alpha_1}=\frac{h_1}{\mu_0\frac{d_1^2\pi}{4}}\cdot\alpha_1\ ;$$

$$R_{m2}=\frac{h_2}{\mu_0 S_2\cdot\alpha_2}=\frac{h_2}{\mu_0\frac{d_2^2\pi}{4}}\cdot\alpha_2\ .$$

În aceste relaţii α_1 şi α_2 sunt coeficienţi (factori) de corecţie care ţin seama de neuniformitatea câmpului la capetele sistemului inductor-piesă. Valorile coeficienţilor α_1 şi α_2 sunt deduse experimental, în funcţie de înălţimile şi diametrele sistemului inductor-piesă:

$$\alpha_1=\alpha_1(\frac{d_1}{h_1})\text{şi}\quad\alpha_2=\alpha_2(\frac{d_2}{h_2})$$

şi sunt prezentate în tabelul 2.16.

Inductivitatea mutuală a sistemului inductor-piesă are valoarea ($N_1=N$ şi $N_2=1$):

$$M=\frac{N_1N_2}{Rm_2}\cdot\alpha_M=\mu_0\frac{N\pi\cdot d_2^2}{4h_2}\cdot\frac{\alpha_M}{\alpha_2}=L_{20}\frac{\alpha_M}{\alpha_2}\cdot N$$

unde: α_M - factorul de corecţie al inductivităţii mutuale, determinat experimental (tabelul 2.17) în funcţie de d_1 , h_1 şi h_2 .

$$\alpha_M=\alpha_M(\frac{d_1}{h_1},\frac{h_1}{h_2})$$

În figura 2.31 sunt prezentate orientativ variaţiile factorilor α (respectiv α_1 şi α_2) în funcţie de d/h (respectiv d_1/h_1 şi d_2/h_2) şi α_M în funcţie de d_1/h_1, pentru diferite valori ale raportului h_1/h_2.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.16

d/h	α	d/h	α	d/h	α
0,00	1,000	1,20	0,647	6,00	0,285
0,05	0,979	1,40	0,611	6,50	0,270
0,10	0,959	1,60	0,580	7	0,258
0,20	0,920	1,80	0,551	8	0,237
0,30	0,884	2,00	0,525	9	0,218
0,40	0,850	2,40	0,482	10	0,203
0,50	0,818	2,80	0,445	20	0,123
0,60	0,788	3,20	0,414	30	0,091
0,70	0,761	3,80	0,376	40	0,072
0,80	0,735	4,50	0,340	60	0,055
0,90	0,711	5,00	0,320	80	0,042
1,00	0,688	5,50	0,300	100	0,035

Tabelul 2.17

d_1/h_1	h_1/h_2				
	1,00	1,20	1,40	1,75	2,50
0,0	1,000	0,834	0,715	0,572	0,400
0,05	0,975	0,829	0,713	0,570	0,399
0,1	0,950	0,821	0,707	0,568	0,397
0,2	0,895	0,793	0,690	0,557	0,391
0,3	0,840	0,757	0,664	0,539	0,381
0,4	0,820	0,721	0,632	0,517	0,368
0,5	0,782	0,687	0,604	0,494	0,354
0,6	0,745	0,654	0,577	0,470	0,335
0,7	0,712	0,621	0,548	0,447	0,320
0,8	0,678	0,581	0,519	0,424	0,304
0,9	0,646	0,560	0,495	0,403	0,294
1	0,620	0,537	0,472	0,384	0,279

Din ecuaţiile schemei echivalente a sistemului inductor-piesă (figura 2.30):

$$R_1 + j\omega L_{10}\ \underline{I}_1 + j\omega M \underline{I}_2 = \underline{U}\ ;$$

Scanned with OKEN Scanner

$$(R_2 + j\omega L_{10})\underline{I}_2 + j\omega M \underline{I}_1 = 0 \quad ;$$

se elimină $\underline{I}_2$ şi rezultă:

$$\underline{U} = \underline{I}_1 \left[R_1 + \frac{\omega^2 M^2}{R_2^2 + \omega^2 L_{20}^2} \cdot R_2 + j\omega \left(L_{10} - \frac{\omega^2 M^2}{R_2^2 + \omega^2 L_{20}^2} L_{20} \right) \right]$$

în care expresia:

$$p^2 = \frac{\omega^2 M^2}{R_2^2 + \omega^2 L_{20}^2}$$

se numeşte raport de transformare al sistemului inductor-piesă. Se obţine forma uzuală a raportului de transformare.

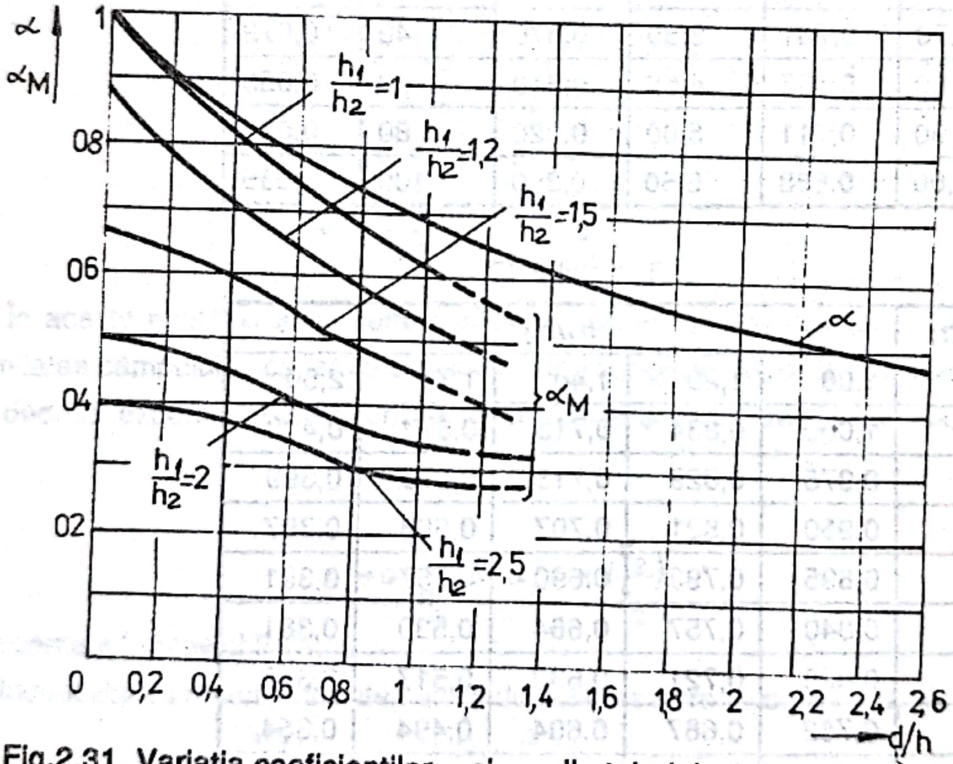


Fig.2.31. Variaţia coeficienţilor α şi α_M din tabelele 2.16 şi 2.17 în funcţie de raportul *d/h* şi respectiv în funcţie de raportul d_1/h_1 (pentru diferite valori ale raportului h_1/h_2).

Se constată că la frecvenţe înalte, $R_2^2 << \omega^2 L_{20}^2$

deci:

$$p^2 = N^2 \left(\frac{\alpha_M}{\alpha_2} \right)^2$$

Scanned with OKEN Scanner

iar pentru inductoare lungi ($h_1 >> h_2$), $\alpha = \alpha_2 \approx 1$. Pentru inductoare scurte ($\alpha_M = \alpha_2$) utilizate la călirea superficială (frecvenţe înalte), raportul de transformare are valoarea:

$$p^2 = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 = N^2$$

Rezultă impedanţa ($\underline{Z}$):

$$\underline{Z} = \frac{\underline{U}}{\underline{I}_1} = R_1 + p^2R^2 + j(\omega L_{10} - p^2\omega L_{20})$$

la care trebuie să se adauge şi rectanţa X_1 inductorului şi a şarjei p^2X_2 (raportată):

$$\underline{Z} = \frac{\underline{U}}{\underline{I}} = R_1 + p^2R^2 + j\left[(\omega L_{10} - p^2\omega L_{20}) + (X_1 + p^2X_2)\right]$$

sau:

$$\underline{Z} = R + jX \ ,$$

în care:

$$R = R_1 + p^2R_2$$

şi:

$$X = X_1 + p^2X_2 + X_a$$

reprezintă rezistenţa totală şi rectanţa totală a sistemului inductor piesă, iar:

$$X_a = \omega L_{10} - p^2\omega L_{20}$$

este rectanţa aerului dintre inductor şi piesă.

Puterea transformată în căldură în piesă este:

$$P_2 = R_2I_2^2 = R_2p^2I_1^2$$

iar puterea activă absorbită de inductor de la reţea are expresia:

$$P = RI_1^2 = (R_1 + p^2R_2)I_1^2$$

Randamentul electric al sistemului inductor-piesă rezultă:

$$\eta_e = \frac{P_2}{P_1} = \frac{p^2R_2}{R_1 + p^2R_2}$$

Randamentul electric are o valoare cu atât mai mare, cu cât:

- distanţa dintre inductor şi piesă este mai mică ($d_2 \rightarrow d_1$);
- lungimea inductorului este mai mare decât a piesei ($h_1 > h_2$);
- factorul de umplere al spirelor inductorului este mai mare;
- raportul dintre diametrul piesei d_2 şi adâncimea de pătrundere în piesă δ_2 este $\frac{d_2}{\delta_2} \geq 7\sqrt{2}$;

Scanned with OKEN Scanner

- temperatura piesei este mai mare (la piesele feromagnetice randamentul electric scade brusc la atingerea temperaturii corespunzătoare punctului Curie).

În figura 2.32 s-a reprezentat variaţia randamentului electric în funcţie de raportul $p^2\frac{R_2}{R_1}$ şi raportul $\frac{d_2}{\delta_2}$.

Factorul de putere al sistemului inductor-piesă este:

$$\cos\varphi = \frac{R}{Z} = \frac{R}{\sqrt{R^2 + X^2}}$$

şi este cu atât mai mare, cu cât:

- raportul diametrelor inductorului şi piesei (d_1/d_2) este mai mic;
- raportul (d_2/δ_2) este mai mare (fig. 2.23).

Practic se constată că pentru:

$$\frac{d_2}{\delta_2} \geq \frac{10}{\sqrt{2}} \quad şi \quad \frac{d_1}{d_2} = 1$$

factorul de putere are valoarea maximă (0,707), când $R=X$.

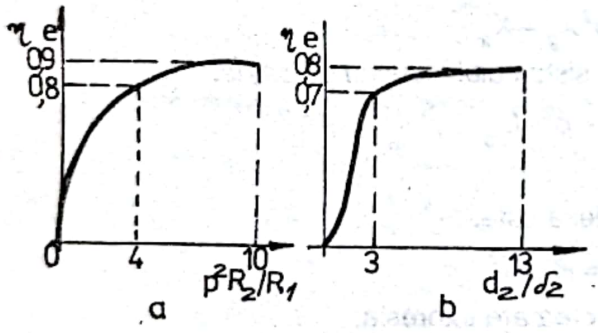


Fig.2.32. Variaţia randamentului electric:
a - în funcţie de raportul $p^2\frac{R_2}{R_1}$;
b - în funcţie de raportul d_2/δ_2.

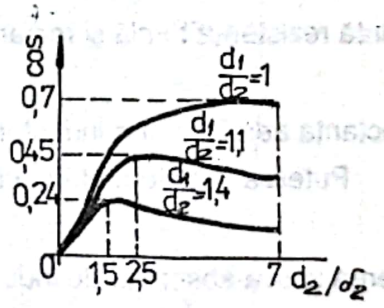


Fig. 2.33. Variaţia factorului de putere în funcţie de raportul d_2/δ_2 pentru diferite valori ale raportului d_1/d_2.

În instalaţiile de încălzire prin inducţie, factorul de putere se îmbunătăţeşte cu ajutorul bateriilor de condensatoare montate în paralel, reglabile în trepte în timpul funcţionării instalaţiei.

Scanned with OKEN Scanner

Dacă se pune condiţia ca prin utilizarea condensatoarelor derivaţie factorul de putere să ajungă la unitate, atunci ansamblul inductor-condensatoare formează un circuit rezonant, a cărui impedanţă caracteristică este:

$$Z_c = \sqrt{\frac{X}{\omega C}} = \sqrt{R^2 + X^2}$$

de unde rezultă capacitatea bateriei:

$$C = \frac{X}{\omega \sqrt{R^2 + X^2}}$$

şi puterea reactivă a condensatoarelor:

$$Q = \omega C U^2 = U^2 \frac{X}{R^2 + X^2}$$

Condensatoarele derivaţiei permit compensarea variaţiilor bruşte ale tensiunii de alimentare (ca urmare a variaţiilor impedanţei sarcinii) şi deci permit utilizarea completă a puterii sursei de alimentare a inductorului.

2.1.2.9. Încălzirea electrotermică dielectrică

Încălzirea dielectrică constă în transformarea în căldură a pierderilor prin conducţie electrică şi prin histerezis electric ale unui condensator real (cu pierderi), între armăturile caruia se află corpul de încălzit. Încălzirea prin histerezis electric (la înaltă frecvenţă) este uniformă în întregul volum al corpului de încălzit (lemn, mase plastice, alimente, seminţe etc.), spre deosebire de încălzirea din exterior, care este neuniformă deoarece aceste corpuri sunt rău conducătoare de căldură. În metalurgie se utilizează această încălzire la uscarea miezurilor de turnătorie.

Se fac următoarele notaţii:

- W - este energia acumulată în dielectric (în corpul de încălzit) în timpul de încălzire ;

m - masa corpului de încălzit;

c - căldura specifică a corpului de încălzit;

$\Delta\theta$ - creşterea de temperatură a corpului de încălzit;

U - tensiunea aplicată pe armăturile condensatorului real;

R - rezistenţa de pierderi a condensatorului, considerat în paralel;

δ - unghiul de pierderi al condensatorului real (fig. 2.34) definit de relaţia:

$$tg\delta = \frac{I_R}{I_c} = \frac{\frac{U}{R}}{U\omega C} = \frac{1}{\omega RC}$$

Scanned with OKEN Scanner

ω - pulsaţia tensiunii de alimentare;

C - capacitatea condensatorului real;

ε_0 - permitivitatea vidului;

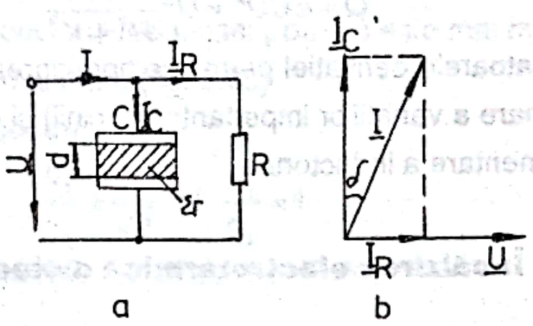
ε_r - permitivitatea relativă a corpului de încălzit;

d - distanţa între armăturile condensatorului real;

E - intensitatea câmpului electric;

S - suprafaţa utilă a armăturilor condensatorului;

ρ - masa specifică a corpului de încăzlit.



a b

Fig.2.34. Încălzirea dielectrică:
a - schema electrică echivalentă a cuptorului cu încălzire dielectrică;
b - diagrama fazorială a schemei.

Cu notaţiile de mai sus se deduce (succesiv) temperatura corpului de încălzit în funcţie de tensiunea de alimentare (deci în funcţie de intensitatea câmpului electric):

$$W = mc \cdot \Delta\theta = \frac{U^2}{R} t$$

$$\Delta\theta = \frac{U^2}{mcR} t = ctg\delta \frac{U^2}{mc} t$$

$C = \frac{\varepsilon_o \varepsilon_r}{d} S$ (se consideră condensatorul plan);

$$\Delta\theta = \omega \frac{\varepsilon_o \varepsilon_r}{d} Stg\delta \frac{U^2}{mc} t$$

$$m = \rho Sd;\ \omega = 2\pi f;\ E - \frac{U}{d}$$

$$\Delta\theta = \varepsilon_r \cdot tg\delta \frac{2\pi\varepsilon_o \cdot f}{c \cdot \rho} E^2 \cdot t.$$

Scanned with OKEN Scanner

Practic se constată că încălzirea dielectrică este cu atât mai bună cu cât produsul este mai mare; pentru $\varepsilon_r \cdot tg\delta < 0{,}001$ încălzirea dielectrică nu este pozitivă.

2.2. Transmisia căldurii în cuptoarele industriale

Termocinetica cuptoarelor se ocupă cu studiul fenomenelor de propagare a căldurii, începând cu transformările ce au ca obiect sursa de căldură, combustibilul.

Gazele, produsele de ardere a combustibililor (sau aerul cald), cedează o parte din cantitatea de căldură înmagazinată pereţilor cuptorului şi metalelor supuse procesului de încălzire, restul cantităţii fiind evacuată prin canale de fum odată cu gazele de ardere.Mare parte din această ultimă cantitate de căldură poate fi recuperată prin intermediul schimbătoarelor de căldură.

Propagarea căldurii reprezintă un proces complex ce se poate realiza prin conducţie, prin convecţie şi radiaţie.

Conducţia reprezintă transferul de căldură, propriu corpurilor solide şi straturilor subţiri de fluide staţionare, de la atom la atom, datorită gradientului termic, fără deplasări aparente ale substanţei.

Convecţia reprezintă transferul de căldură, propriu fluidelor, ce are loc prin deplasarea aparentă a substanţei datorită diferenţei de densitate (determinată de diferenţa de temperatură), proces specific şi schimbărilor stărilor de agregare.

Radiaţia reprezintă transferul de căldură de natură electromagnetică, ce se manifestă la contactul undelor radiante cu corpurile pe care cade, fiind absorbită, reflectată sau transmisă.

Cedarea cantităţii de căldură a gazelor se realizează prin convecţie şi radiaţie (la temperaturi din interiorul cuptorului de peste 800°C procesul de transfer se realizează 85-90 % prin radiaţie).

Convecţia este preponderentă în cazul recuperatoarelor şi regeneratoarelor de căldură.

Transferul căldurii prin pereţi şi în masa metalelor din cuptor se realizează prin conducţie în regim staţionar, foarte dezvoltată în cursul de termotehnică va fi tratată numai schematic.

2.2.1. Transmisia căldurii prin convencţie

Convecţia reprezintă transferul de căldură, cu suport material, însoţit de deplasare de substanţă (molecule, atomi, ale unui lichid sau ale unui gaz, ajung în

Scanned with OKEN Scanner

atingere cu o suprafaţă având loc schimbul de căldură, deci în permanenţă trebuie conduse noi molecule pe suprafaţa de contact).

Convecţia este caracterizată prin patru invarianţi adimensionali şi anume:

1. numărul lui Nusselt: $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$;

2. numărul lui Prandtl: $Pr = 3600\frac{\nu}{\alpha} = 3600\frac{g \cdot \eta \cdot c}{\lambda}$;

3. numărul lui Reynolds: $Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{w \cdot d \cdot \lambda}{\eta \cdot g}$;

4. numărul lui Grashof: $Gr = \frac{d^3 \cdot g \cdot \beta \Delta t}{\nu^2}$.

unde:

α - coeficient de transfer de căldură, [$W/m^2 K$];

d - dimensiune caracteristică, [m];

a - $\lambda / c\gamma$ - difuzivitatea termică;

c - căldură specifică, [$J/kg K$];

γ - greutatea specifică, [daN/m^3];

λ - conductivitate termică, [$W/m K$];

w - viteza, [m/s];

η - vâscozitate dinamică, [Ns/m^2];

ν - vâscozitate cinematică, [m^2/s];

g - 9,81 [m/s^2];

β - coeficient de dilataţie termică, $\beta = 1/T$ (pentru gaze), [$1/K$]

Δt - diferenţa de temperatură între gaz şi perete.

În cazul gazelor din interiorul cuptoarelor, ca şi pentru aer, valoarea lui Pr este de aproximativ 0,70.

Fluxul termic transmis prin convecţie este dat de relaţia:

$$Q_c = F \cdot \alpha \cdot (t_g - t), \quad [W]$$

unde:

F - suprafaţa de transmisie, [m^2];

t_g - temperatura gazului, [K];

t - temperatura suprafeţei, [K];

α - coeficient de transfer de căldură, [W/m^2K].

În cazul curgerii laminare în tuburi, după Nusselt:

Scanned with OKEN Scanner

$$\alpha = 5,99\frac{\lambda}{d}$$

în care 5,99 reprezintă numărul lui Nusselt.

Observaţie: Valorile numărului Nusselt sunt valabile pentru temperatura medie, iar nu pentru temperatura de amestec a gazului.

În cazul curgerii turbulente se aplică pentru determinarea turbulenţei, numărul lui Reynolds.

În marea majoritate a instalaţiilor şi agregatelor termice metalurgice, curgerea fluidelor este forţată (vehiculată, antrenată, exhaustată etc.) şi schimbările bruşte de direcţie măresc turbulenţa fluidului.

În cazul pereţilor verticali şi orizontali, în cazul convecţiei de curgere liberă se poate aplica, după Nusselt, relaţia:

$$\alpha_k = 2,56\sqrt[4]{t_w - t_g}, \quad \left[W/m^2K\right]$$

unde:

t_w - temperatura peretelui, [°C];

t_g - temperatura gazului, [°C].

Observaţie: Relaţia este valabilă şi pentru cazul transformării de căldură de la perete la gaz.

Pentru creşterea transferului de căldură de la un perete vertical se prevăd "mantale convective", prin care aerul este obligat să circule cu viteze mari, ceea ce duce la creşterea randamentului prin efectul de coş creat de-a lungul peretelui vertical.

În cazul cuptoarelor industriale, datorită variaţiei vitezei de curgere a gazului în incintă se consideră:

$$\alpha_k = 2,56 \quad \left[W/m^2K\right]$$

2.2.2. Transmisia căldurii prin radiaţie

Prin radiaţie de căldură înţelegem o parte din energia electromagnetică emisă de un corp.

Radiaţia se propagă în linie dreaptă şi dacă un corp este atins de radiaţie, atunci cantitatea de radiaţie absorbită se transformă în căldură provocând creşterea temperaturii corpului.

Prin raportul de absorbţie (ε) se înţelege raportul dintre radiaţia absorbită (A_λ) şi energia totală radiată spre corp ($A_{\lambda S}$).

$$\varepsilon = \frac{A_\lambda}{A_{\lambda S}}$$

Scanned with OKEN Scanner

Energia radiantă $q(W)$ incidentă pe suprafaţa unui corp (fig.2.35) este:

$$q = q_a + q_r + q_p, [W], \text{ unde:}$$

q_a - energia absorbită;

q_p - energia permeabilă;

q_r - energia reflectată.

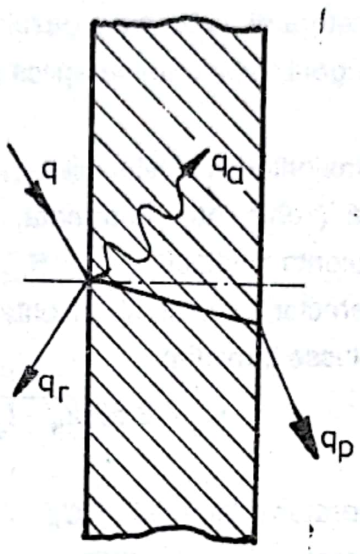


Fig.2.35

De remarcat că, suma capacităţii de absorbţie, reflexie şi de permeabilitate este egală cu unitatea.

Prin corp ***absolut negru*** se înţelege corpul (teoretic) care poate absorbi întreaga energie radiată (prezintă capacitatea de absorbţie maximă) şi totodată poate emite întreaga cantitate de energie absorbită.

Radiaţia corpurilor solide:

pentru corpul absolut negru se aplică relaţia lui Ştefan Boltzmann:

$$Q = C\left(\frac{T}{100}\right)^4, \left[W/m^2\right], \text{ unde:}$$

C - coeficient de radiaţie a corpului absolut negru; ($C = 5{,}77\ W/m^2 K^4$)

T - temperatura, [K]

Pentru corpuri cenuşii (marea majoritate a materialelor utilizate în construcţia instalaţiilor termice, exceptând materialele metalice lucioase) se poate utiliza relaţia de calcul înlocuind pe C cu produsul εC conform tabelului 2.18.

Observaţii:

a - pentru două suprafeţe egale şi foarte mari, paralele, suprapuse, de coeficienţi de radiaţie C_1 şi C_2, coeficientul de radiaţie rezultat este:

$$C_{1,2} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{5{,}77}}$$

Scanned with OKEN Scanner

b - pentru cazul când corpul de suprafaţă S_1 şi coeficientul C_1 este înconjurat complet de corpul de suprafaţă S_2 şi coeficient C_2, coeficientul de radiaţie rezultat este:

$$C_{1,2} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{S_1}{S_2}\left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{5,77}\right)}$$

Tabelul 2.18

Material	Temperatura [°C]		ε C [W/m² °K⁴]
şamotă şi silică, noi	600-1000	0,75-0,80	4,30-4,652
şamotă şi silică folosite	600-1000	0,82-0,87	4,77-5,000
samotă si silică cu strat de zgură lucios	600-1000	0,7-0,75	4,07-4,30
Oţel lucios şi curat	25-250	0,04-0,07	0,23-0,41
Fier moale cu strat de oxizi gros si tare	25-1100	0,78-0,90	4,54-5,00
Fontă fluidă	1300-1400	0,3-0,43	1,74-2,56
Fontă cu coajă de turnare	25	0,8	4,65
Fontă strunjită	900	0,65	3,72
Curpu topit	1200	0,14	0,81
Cupru luciu şi curat	25	0,03	0,17
Cupru neted, puţin şlefuit	25	0,04	0,23
Alamă netedă	25-350	0,03-0,35	0,17-0,20
Alamă laminată	25	0,06	0,35
Aluminiu laminat	100-500	0,06-0,09	0,35-0,52
Aluminiu turnat în nisip	100-500	0,3	1,74
Aluminiu în cochilă	100-500	0,2	1,16
Tablă de aluminiu brută	26	0,07	0,48
Tablă de aluminiu polizată	230	0,039	0,22
Tablă de aluminiu polizată	26	0,053	0,30
Porţelan glazurat, sticlă de cuarţ,			
sticlă, azbociment	25	0,92-0,94	5,35-5,47
Lac de aluminiu	-	0,04	2,33
Lac negru, alb, dar lucios	-	0,9	5,18
Email topitură, alb	-	0,9	5,18
Cărbune	0,700	0,8	4,65
Nichel	18-30	0,06	0,35
Zinc	-	0,26	1,51

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.19 Valoarea raportului $\left(\frac{T}{100}\right)^4$ pentru diverse temperaturi în °C

t^oC	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$	t^oC	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$	t^oC	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$
0	55	360	1610	840	15350
10	64	380	1820	860	16480
20	74	400	2055	880	17670
30	85	420	2300	900	18930
40	96	440	2588	920	20260
50	109	460	2890	940	21650
60	123	480	3215	960	23110
70	139	500	3570	980	24650
80	156	520	3960	1000	26260
90	174	540	4370	1050	30640
100	194	560	4810	1100	35540
110	215	580	5290	1150	41000
120	239	600	5810	1200	47080
140	292	620	6360	1250	53800
160	352	640	6950	1300	61220
180	422	660	7980	1350	69390
200	502	680	8250	1400	78340
220	592	700	8960	1450	88140
240	695	720	9720	1500	98820
260	809	740	10530	1550	110450
280	936	760	11390	1600	123070
300	1078	780	12290	1650	139610
320	1235	800	13260	1700	151540
340	1415	820	14280	1750	167500

Pentru $S_2 >> S_1$, cazul cuptoarelor industriale $C_{1,2} = C_1$, iar fluxul de căldură este:

$$Q = S \cdot C_{1,2}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right], \quad [W]$$

Scanned with OKEN Scanner

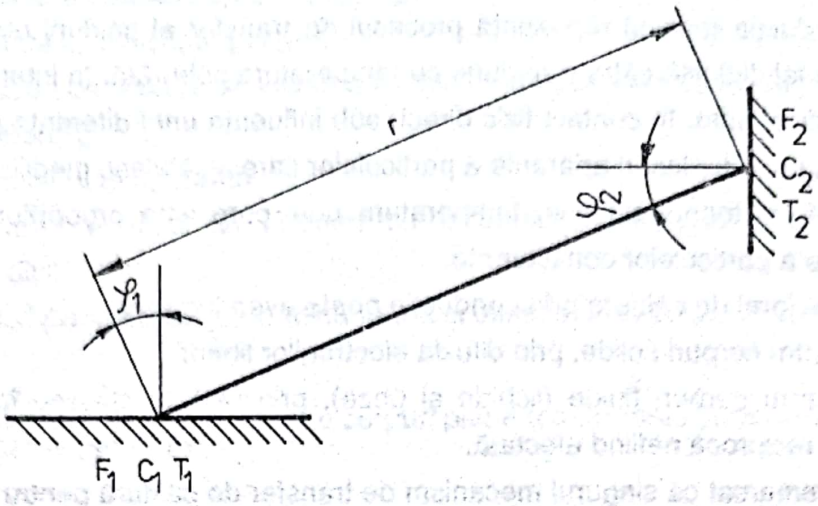


Figura 2.36

unde: $\left(\frac{T_1}{100}\right)^4$ și $\left(\frac{T_2}{100}\right)^4$ sunt date în tabelul 2.19.

Pentru două corpuri aşezate arbitrar în spaţiu (fig.2.36) fluxul de căldură este dat tot de relaţia:

$$K = \int F_1 \cdot \int F_2 \frac{\cos\varphi_1 \cdot \cos\varphi_2}{r^2} dF_1 dF_2 \cdot$$

$$q = K \cdot \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot C \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right], \left[W/m^2\right]$$

Prin integrarea relaţiei, se obţin valorile coeficientului de corecţie *K*.

Coeficientul de emisivitate, în acest caz, între cele două suprafeţe este:

$C_{1,2} = C_1 C_2$.

Radiaţia gazelor

Radiaţia gazelor este importantă la temperaturi ridicate (1000°*C*) deoarece atunci, transmisia prin convecţie este mult redusă faţă de transmisia prin radiaţie (radiaţii vizibile - flacără luminoasă de transmisia prin radiaţie (radiaţli vizibile - flacără luminoasă - şi radiaţii invizibile - radiaţii infraroşii).

Scanned with OKEN Scanner

2.2.3. Transmisia căldurii prin conducţie

Conducţia termică reprezintă procesul de transfer al căldurii dintr-o regiune cu temperatura mai didicată către o regiune cu temperatura coborâtă, în interiorul unui mediu sau între medii diferite, în contact fizic direct, sub influenţa unei diferenţe de temperatură, fără existenţa unei deplasări aparante a particulelor care alcătuiesc mediile respective.

Conform teoriei cinetice, temperatura unui corp este proporţională cu energia cinetică medie a particulelor constituente.

Transferul de căldură prin conducţie poate avea loc astfel:

- pentru corpuri solide, prin difuzia electronilor liberi;
- pentru corpuri fluide (lichide şi gaze), prin ciocniri elastice între molecule şi atomi, poziţia reciprocă nefiind afectată.

De remarcat că singurul mecanism de transfer de căldură pentru corpurile opace este conducţia.

Transferul conductiv este legat de variaţia în timp şi repartiţia în spaţiu a temperaturii formându-se un câmp de temperatură:

$$t = f(x,y,z); \qquad t = f(r,\varphi,z,t)$$

în care:

x,y,z - coordonatele carteziene ale câmpului de temperatură;

r,φ,z,t - coordonate cilindrice.

Câmpul de temperatură format poate fi constant în timp (regim termic staţionar) sau variabil în timp (regim termic nestaţionar).

Regimul termic staţionar se caracterizează prin faptul că temperatura fiecărui punct rămâne constantă în timp, iar regimul termic nestaţionar este caracterizat prin faptul că temperatura fiecărui punct variază cu timpul, caz tipic întâlnit în procesele de încălzire a semifabricatelor.

Determinarea câmpului de temperatură într-un corp omogen implică rezolvarea ecuaţiei diferenţiale a conducţiei termice - ecuaţia Fourier:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \cdot \Delta t + \frac{q_v}{\rho \cdot c}$$

în care:

a - difuzibilitatea termică $\left(a = \frac{\lambda}{\rho_{ec}}\right)$;

λ - conductivitatea termică, în (tabelele 2.20 şi 2.21);

Scanned with OKEN Scanner

ρ - densitatea materialului, în [kg/m^3];

c - căldura specifică, în [J/kgK];

$q_v(x,y,z,t)$ - densitatea de volum a fluidului termic produs de surse interioare, în [W/cm^3];

t - laplacianul temperaturii.

Rezolvarea ecuației lui Fourier, cu o bună aproximare, este posibilă prin următoarele condiții:

- ***condiții geometrice*** (determină forma și dimensiunile corpului) care pot fi:

$$\Delta t = \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}$$ - pentru corpuri plane (coordonate carteziene);

$$\Delta t = \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}$$ - pentru corpuri cilindrice (coordonate cilindrice).

- ***condiții fizice*** (determină valorile constantelor fizice a,λ,ρ și c, repartiția în spațiu și variația în timp a surselor interioare de căldură);

- ***condiții inițiale*** reliefează repartiția temperaturii în interiorul corpului în momentul inițial (considerându-se la $\tau = 0$, $t = t_0$, în toată masa corpului);

- ***condiții la limită*** reliefează repartiția și variația temperaturii pe suprafața corpului după cum urmează:

- ***gradul I***, temperatura la suprafața corpului se modifică în timp:

$$t_s = t_s(\tau);$$

- ***gradul II***, *densitatea* fluxului termic la suprafața corpului se modifică în timp:

$$q_s = q_{s(t)} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n}$$

n - direcția normală la suprafața corpului

- ***gradul III***, densitatea fluxului termic la suprafața corpului depinde de temperatura (t_f) fluidului ce reprezintă sursa caldă:

$$q_{s(t)} = \lambda (t_{F(\tau)} - t_{s(\tau)})$$

unde:

α - coeficient complex de transfer termic, în [W/m^{2}K]

Ecuația de transfer termic (Fourier) se poate rezolva pentru cazuri particulare, flux termic unidirecțional, utilizarea de valori medii în intervalul de timp pentru a, ρ, α și c, eliminarea surselor interioare de căldură, metoda diferențelor finite, utilizarea pentru regimul termic nestaționar a criteriilor de similitudini.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru transfer termic prin conducţie unidirecţional într-un corp omogen, fără surse interioare de căldură, utilizând valori medii pentru constantele fizice, putem scrie:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a\frac{\partial^2 t}{\partial_{x^2}} \text{ - corpuri plane;}$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a\left(\frac{\partial^2 t}{\partial_{r^2}} + \frac{1}{r}\cdot\frac{\partial t}{\partial r}\right) \text{ corpuri cilindrice.}$$

Aplicând condiţiile la limită şi fizice obţinem căldura transmisă în unitatea de timp, prin conducţie, în regim staţionar, printr-un perete plan, omogen de suprafaţă , relativ mare în raport cu grosimra , după direcţia perpendiculară pe perete (fig.2.37).

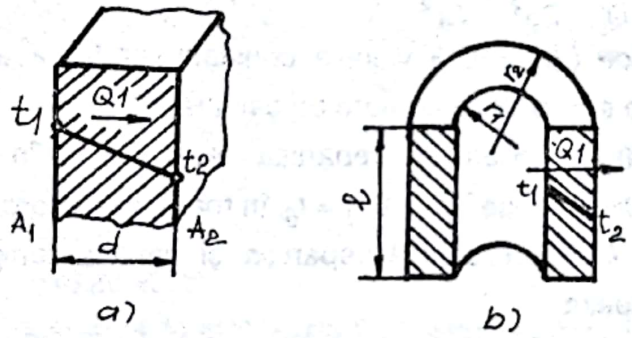


Figura 2.37 Variaţia temperaturii în conducţia termică în regim staţionar

a - perete plan;

b - perete cilindric,

poate fi exprimată prin relaţia lui Fourier:

$$Q = S \cdot q_S$$

$$Q = S \cdot q_{S(t)} = \lambda \cdot S\left(-\frac{dt}{dx}\right)$$

Pentru $\lambda = K$, obţinem:

$$Q \cdot dx = -\lambda S dt$$

$$Q\int_0^d x = -\lambda S\int_{t_1}^{t_2} dt$$

Scanned with OKEN Scanner

$$Q \cdot d = \lambda S(t_1 - t_2)$$

$$Q = \lambda \frac{S}{d}(t_1 - t_2), \quad [W]$$

în care:

Q - cantitatea de căldură transmisă în unitatea de timp, în [W];

S - suprafaţa peretelui, în [m^2];

t_1, t_2 - temperaturile exterioare ale peretelui , în [°C];

d - grosimea peretelui, în .

Pentru pereţi cilindrici (fig.2.37) se pot scrie relaţiile:

$$Q = \lambda S\left(-\frac{dt}{dr}\right)$$

$$Q = -\lambda \cdot 2\pi r l \frac{dt}{dr}$$

integrând:

$$Q\int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r} = -2\pi\lambda l \int_{t_1}^{t_2} dt, \quad [W]$$

rezultă:

$$Q = \frac{2\pi l\lambda(t_1 - t_2)}{l_n(r_2/r_1)}, \quad [W]$$

Pentru pereţi compuşi, plani sau cilindrici, prin analogie termoelectrică, obţinem relaţiile de calcul:

- pentru pereţi plani:

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{d} \cdot S$$

$$Q_{p\text{-}pc} = \frac{\Delta t}{\sum_{i=1}^{n} \frac{di}{\lambda_i}}$$

$$Q_{p\text{-}p\text{-}c} = S\frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{di}{\lambda_i}\right)}, \quad [W]$$

- pentru pereţi cilindrici:

$$Q = \frac{2\pi l(t_1 - t_2)}{\frac{l}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1}}$$

$$Q_{p\text{-}p\text{-}c} = \frac{2\pi l \cdot \Delta t}{\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i}\right)}$$

Scanned with OKEN Scanner

$$Q_{p\cdot p\cdot c} = 2\pi l \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^{n} \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{r_{i+1}}{r_i}}, \quad [W]$$

Conducţia termică în regim nestaţionar impune considerarea:

$$-t = t\ x, \tau\ ;\ t = r, \tau\ .$$

Rezolvarea ecuaţiilor lui Fourier (pentru corpuri plane sau pentru corpuri cilindrice), pentru transfer termic unidirecţional într-un corp omogen, fără surse interne de căldură, conduce la soluţii sub formă criterială:

$$t = t(\xi, F_0, B_i)$$

unde:

t - criteriul de temperatură, reprezentând o temperatură relativă exprimată prin diferite relaţii funcţie de forma corpului şi condiţiile limită;

ξ - criteriul geometric cu valorile:

$\frac{x}{\text{dimensiunea caracteristica (grosimea placii)}}$, pentru plăci plane;

$\frac{r}{\text{rexterioara}}$, pentru cilindri;

F_0 - timpul relativ sau criteriul Fourier cu valorile:

$\frac{a}{(\text{dim.caracteristica})^2}$, plăci plane;

$\frac{a}{R(r_{exterior})^2}$, cilindri;

Bi - criteriul Biot cu valorile:

$\alpha \frac{dim.caract}{\lambda}$, plăci plane

$\alpha \frac{r_{exterior}}{\lambda}$, cilindri;

relaţii în care:

x, r - direcţia de transfer termic;

λ - conductivitatea termică;

α - coeficientul complex de transfer termic.

Scanned with OKEN Scanner

Putem considera, pentru o mai bună aproximare a câmpului termic, plăcile plane, drept corpuri subţiri sau masive pentru .

Considerând că temperatura la suprafaţa corpului încălzit rămâne constantă în timp, obţinem ***condiţia la limită de gradul I*** putând scrie:

$$t = t_0 \text{ pentru } \tau = 0, \text{ deci: } t = \frac{t - t_s}{t_0 - t_s}$$

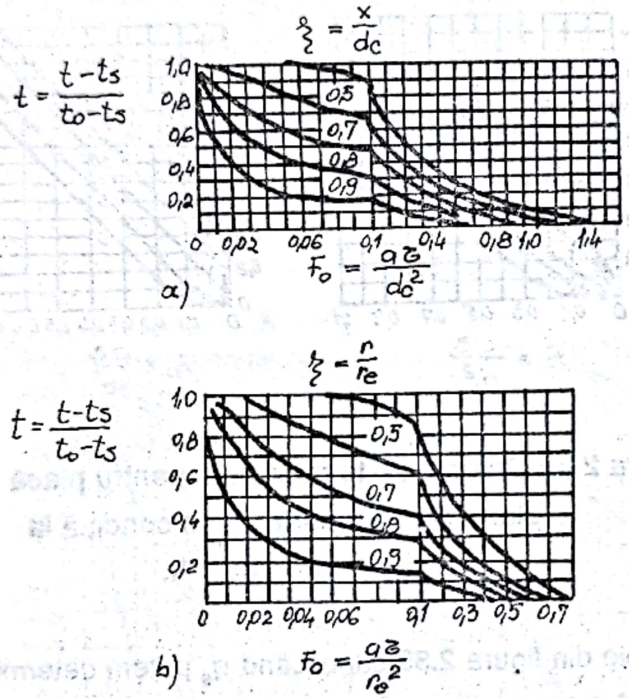


Figura 2.38 Criteriul de temperatură $t = t(\xi, F_0)$ în condiţia la limită de gradul I
a - placă plană; b - cilindru

Utilizând graficele pentru criteriul de temperatură (fig.2.38) putem determina cu uşurinţă timpul de încălzire-răcire (τ) la anumite temperaturi date pentru diferite puncte din secţiunea corpului încălzit (placă sau cilindru) sau variaţia temperaturii diferitelor secţiuni în timp $t = t(x,\tau)$: $t = (r,\tau)$.

În cazul în care, densitatea fluxului termic pe suprafaţa corpului (q_s) nu variază în timp (***condiţia la limită de gradul II***) şi $t = t_0$ pentru $\tau = 0$, criteriul de temperatură (fig.2.39) va fi dat de relaţiile:

Scanned with OKEN Scanner

$$t = \frac{(t - t_0) \cdot \lambda}{q_s \cdot d_c}$$, plăci plane;

$$t = \frac{(t - t_0) \cdot \lambda}{q_s \cdot r_e}$$, pentru cilindri.

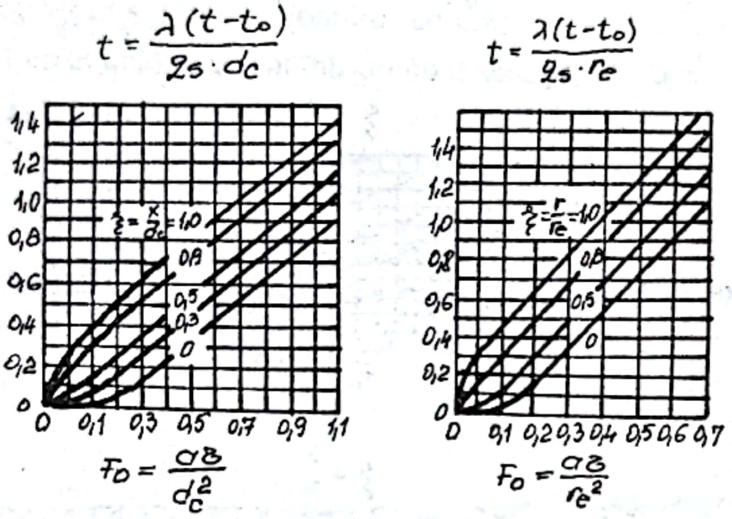


Figura 2.39 Criteriul de temperatură pentru placă plană (a) şi cilindru (b), în condiţia la limită de gradul II.

Utilizând graficele din figura 2.39 cunoscând q_s putem determina variaţia în timp a temperaturii dintr-o zonă a corpului supus procesului de încălzire.

În cazul ***condiţiei la limită de gradul III*** şi $t = t_0$ pentru $\tau = 0$, situaţie în care temperatura corpului fluid - sursa caldă - rămâne constantă în timp, criteriul de temperatură (fig.2.40) va fi dat de relaţiile:

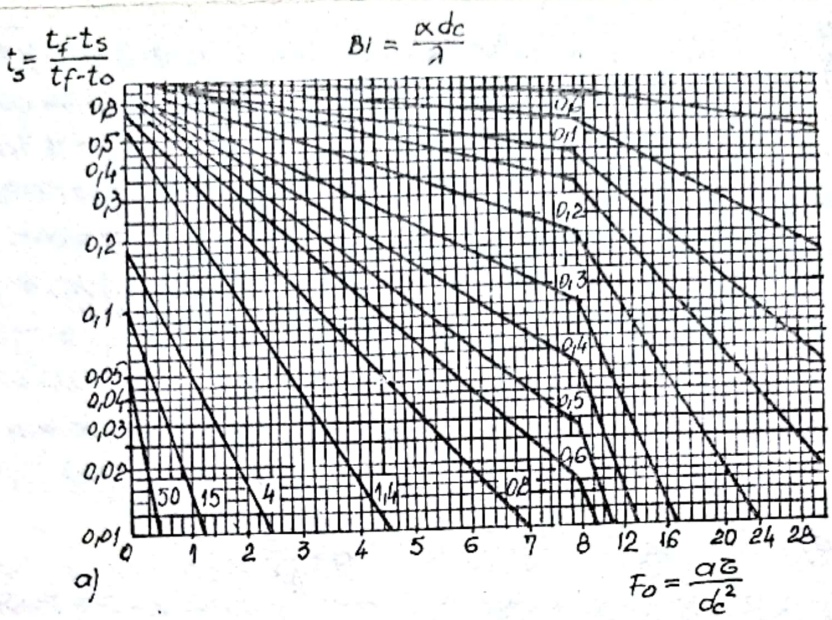
$$t = \frac{t_f - t_s}{t_f - t_0}$$ şi $$t_c = \frac{t_f - t_c}{t_f - t_0}$$ pentru plăci plane sau cilindri

în care:

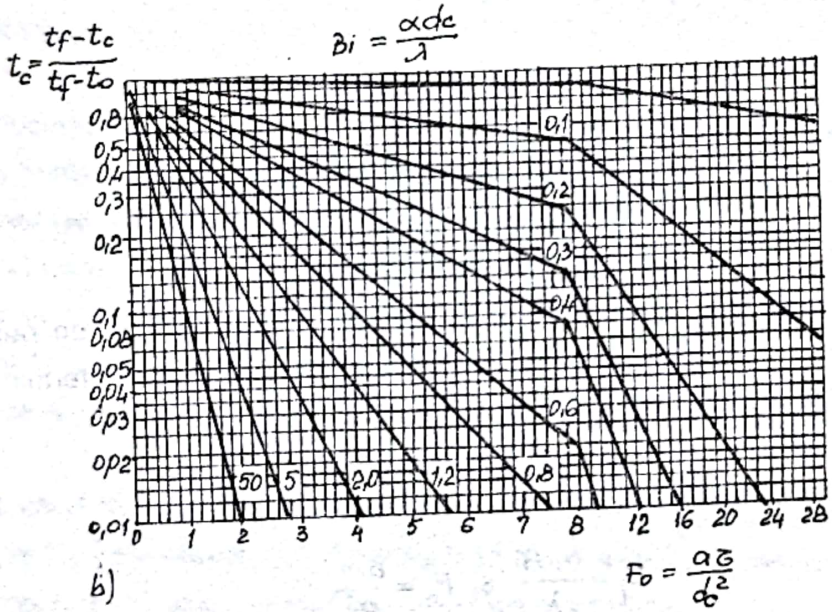
t_f - temperatura fluidului;

t_s, t_0 - temperatura suprafeţei şi centrului piesei.

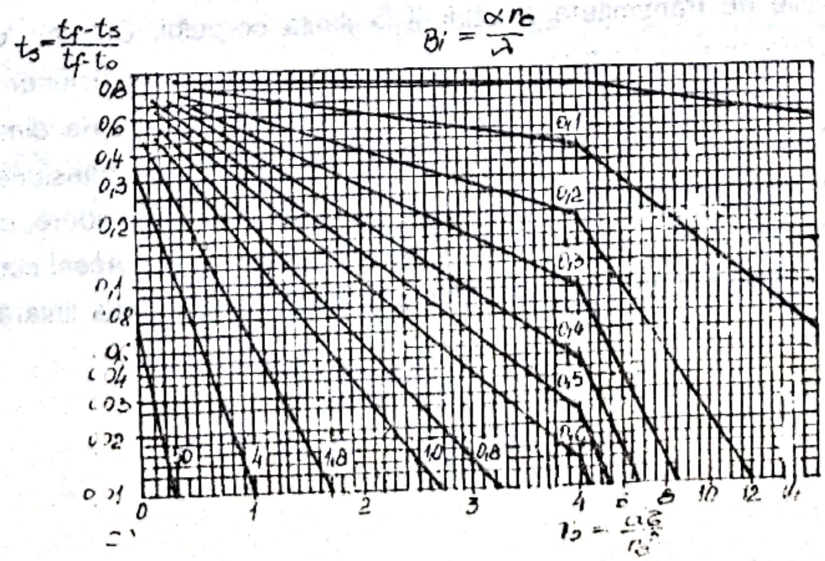
Scanned with OKEN Scanner



$t_s = \frac{t_f - t_s}{t_f - t_o}$
$Bi = \frac{\alpha d_c}{\lambda}$
0,8
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0,05
0,04
0,03
0,02
0,01
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
0,8
50
15
4
1,4
0
1
2
3
4
5
6
7
8
12
16
20
24
28
a)
$F_o = \frac{a\tau}{d_c^2}$



$t_c = \frac{t_f - t_c}{t_f - t_o}$
$Bi = \frac{\alpha d_c}{\lambda}$
0,8
0,5
0,4
0,3
0,2
0,1
0,08
0,05
0,04
0,03
0,02
0,01
0,1
0,2
0,3
0,4
0,6
0,8
50
5
2,0
1,2
0
1
2
3
4
5
6
7
8
12
16
20
24
28
b)
$F_o = \frac{a\tau}{d_c^2}$



$t_s = \frac{t_f - t_s}{t_f - t_o}$
$Bi = \frac{\alpha r_c}{\lambda}$
0,8
0,6
0,4
0,3
0,2
0,1
0,08
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
0,8
1,0
1,8
4
0
1
2
3
4
8
10
12

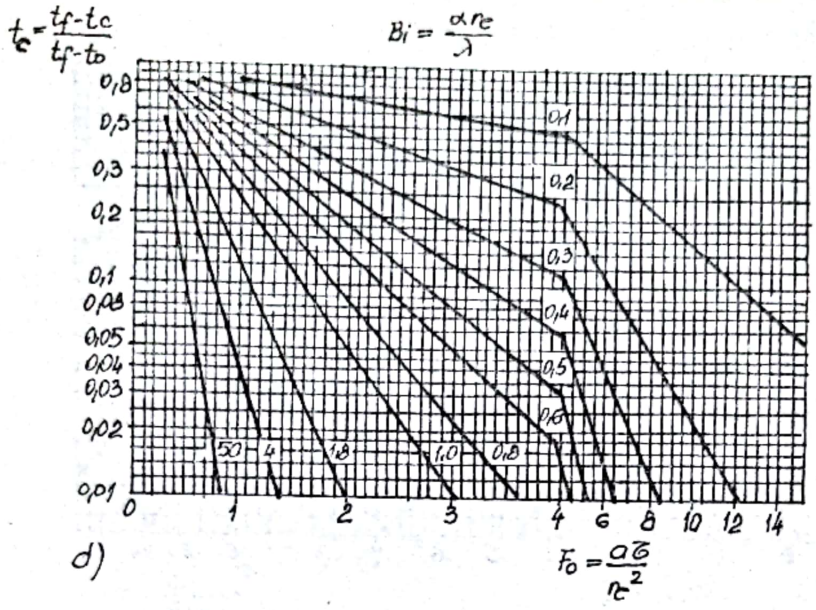


Figura 2.40. Criteriu de temperatură pentru placă plană (a,b) şi cilindru (c,d), în condiţia la limită de gradul III

Dacă se consideră un anumit punct, cum ar fi, de exemplu, un punct de pe suprafaţa sau de pe linia axială a cilindrului, atunci temperatura este determinată numai de două criterii variabile, Biot şi Fourier:

$$t_s = \phi_s(B_i, F_o) \text{ şi } t_c = \phi_c(B_{i,F_0})$$

unde:

$$B_i = \frac{\alpha \cdot R}{\lambda} \text{ şi } F_0 = \frac{a \cdot \tau}{R^2}$$

Criteriul lui Biot exprimă dependenţa temperaturii de dimensiunea liniară a corpului şi de condiţiile de transmitere a căldurii la limita corpului. Criteriul lui Fourier trebuie să dea dependenţa temperaturii de timp, dar el conţine şi dimensiunea corpului, exprimând o dependenţă inversă foarte pronunţată a valorii criteriului de dimensiunea liniară a corpului. De aceea, în dependenţa criteriului Fourier de dimensiunea liniară predomină dependenţa criteriului lui Fourier de timp. Din acest punct de vedere, criteriul lui Fourier nu poate fi considerat convenabil pentru caracterizarea timpului. Acest considerent reprezintă neajunsul utilizării criteriului lui Fourier, deoarece dimensiunea liniară intră în

Scanned with OKEN Scanner

criteriul lui Biot şi ar fi de dorit ca în cel de-al doilea criteriu aceasta să aibă o importanţă secundară sau să nu fie deloc considerată.

Dacă al doilea criteriu - în acest caz criteriul lui Fourier ar exprima dependenţa directă de dimensiunea liniară a corpului, acest lucru nu ar fi prea important; dar dependenţa inversă dă naştere la un fenomen anormal. Pentru corpuri masive, pentru care factorul de timp ar trebui să fie evident mai mare, criteriul lui Fourier dă o valoare mai mică decât pentru corpurile mici, ceea ce face ca amplasarea curbelor pe diagrama de calcul să nu fie reală.

De aceea, în locul criteriului lui Fourier, s-a luat un criteriu care reprezintă produsul $F_0(B_i)^2$. Acest criteriu poate fi numit criteriul lui Boussinesq şi se notează B_q:

$$B_q = F_0 (B_i)^2 = \frac{a\tau}{R^2} \cdot \frac{\alpha^2 R^2}{\lambda^2} = \frac{\alpha^2}{\lambda^2} a\tau$$

În acest criteriu, influenţa dimensiunii liniare este exclusă. În acest fel, rezultă pentru suprafaţa şi centrul cilindrului:

$$t_s = \phi_s (B_i, B_q) \text{ şi } t_c = \phi_c (B_i, B_q)$$

Introducerea criteriului lui Boussinesq, ca parametru care ţine seama de influenţa timpului, în locul criteriului lui Fourier, face ca, în reprezentarea grafică de calcul, curbele să aibă o amplasare mai normală. Curbele pentru valori mari ale criteriului lui Biot au o formă mai apropiată de orizontală, iar pentru corpuri masive, calculul precis se poate face atât pentru sfârşitul, cât şi pentru începutul încălzirii.

În practică, calculele fazei iniţiale a încălzirii se întâlnesc la încălzirea pieselor masive, mai ales a lingourilor. Pentru aceste cazuri, diagramele permit să se efectueze calcule precise.

Astfel, după diagramele propuse se pot face calculele încălzirii lingourilor mari în cuptoare, atât pentru faza iniţială, cât şi pentru faza finală a încălzirii, iar cu cât piesa este de dimensiuni mai mari, cu atât calculul se poate face mai precis.

Unul din motivele pozitive ale diagramelor arătate îl prezintă şi faptul că, la calculele încălzirii pieselor din oţel carbon sau din oţel slab aliat, nu trebuie să se ţină seama de variaţia coeficienţilor de conductivitate termică şi a căldurii specifice, în funcţie de temperatură.

Criteriul Boussinesq este egal cu:

$$B_q = \frac{a}{\lambda^2} \alpha^2 \cdot \tau$$

Notând:

$$\frac{a}{\lambda^2} = k \text{ se obţine } B_q = k\alpha^2 \tau$$

Scanned with OKEN Scanner

După cum arată calculele, coeficientul k variază puţin când temperatura creşte.

$$k = \frac{a}{\lambda^2} = \frac{1}{\lambda c \gamma}$$

pentru oţeluri carbon şi slab aliate, în intervalul de temperatură de la 0 la 900°C, coeficientul de conductivitate termică scade, căldura specifică dimpotrivă, creşte, iar greutatea specifică scade în măsură foarte mică. De aceea, produsul acestor valori rămâne aproape constant. Pentru calcule practice, coeficientul k poate fi considerat ca o valoare constantă, egală cu $0{,}26 \cdot 10^{-4}$.

Atunci:

$$B_q = 0{,}26 \cdot 10^{-4} \alpha^2 \cdot \gamma.$$

2.3. Procesul complex de încălzire în cuptoarele industriale

În marea majoritate a agregatelor termice industriale, transmiterea căldurii se realizează, într-o măsură mai mare sau mai mică, prin toate mecanismele fundamentale; conducţie, convecţie, radiaţie.

Acest schimb complex de căldură se ia în consideraţie prin aşa numitul coeficient complex de transmitere a căldurii.

Totodată în cazul încălzirii inductive şi dielectrice, căldura necesară procesului ia naştere direct în piesă şi deci nu se poate considera că are loc un proces de transfer de căldură.

Transferul prin conducţie. Conducţia propriu-zisă are loc în cazul când piesele sunt aşezate în incintă pe o vatră sau atunci când se încălzeşte o topitură într-un creuzet.

Transferul prin convecţie reprezintă procesul termic de bază în orice cuptor, deoarece produsul de încălzit este întotdeauna înconjurat de un mediu gazos, cu excepţia cuptoarelor cu vid.

În cazul când mediul gazos este relativ staţionar (mufle, cuptoare cu raze infraroşii, cuptoarele electrice, cuptoare cu tuburi radiante fără ventilatoare pentru recirculare) procesul de transfer termic se face prin convecţie cu circulaţie naturală.

În cazul cuptoarelor industriale încălzite cu combustibili, în care gazele arse reprezintă purtătorul căldurii, acestea sunt într-o continuă mişcare pe lângă produsele de încălzit şi transferul de căldură are loc prin convecţie cu circulaţie forţată.

Transferul de căldură prin radiaţie se poate considera preponderent în cazul cuptoarelor electrice cu rezistori, cuptoarelor de combustie cu tuburi radiante şi cuptoarelor tip muflă.

Scanned with OKEN Scanner

În spaţiul util al cuptoarelor cu combustie, cuptoare în care piesele sunt încălzite direct de gaze, transferul de căldură are loc prin conducţie în interiorul vetrei, prin convecţie a gazelor de ardere, prin radiaţie de la suprafaţa pereţilor înconjurători şi prin radiaţie de la gaze.

În cazul cuptoarelor încălzite direct prin intermediul gazelor de ardere, până la temperatura de regim de maxim 800°C, transmisia prin radiaţie este redusă (suprafeţele din pereţii înconjurători care transferă căldura prin radiaţie spre piesă se definesc ca suprafeţe indirecte).

2.3.1. Gazul general al încălzirii directe în cuptoarele cu combustie

În figura 2.41 se dă schema generală a unei piese încălzite într-un cuptor industrial.

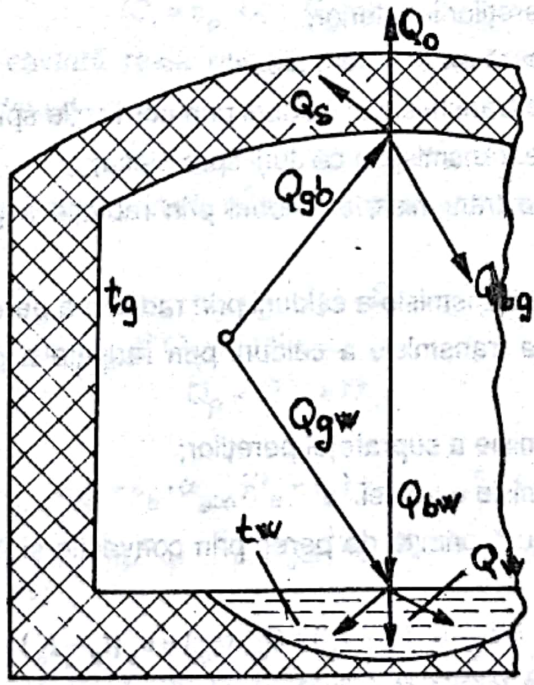


Figura 2.41

Transferul de căldură se realizează ţinând cont de următoarele valori:

t_g - temperatura gazului;

t_b - temperatura pereţilor spre incintă;

t_p - temperatura piesei;

Q_{gp} - cantitatea de căldură cedată prin radiaţie şi convecţie piesei, de gazele arse;

Scanned with OKEN Scanner

Q_{gb} - cantitatea de căldură transmisă prin radiaţie şi convecţie pereţilor interiori;

Q_{bg} - cantitatea de căldură cedată de pereţi gazelor de ardere;t

$Q_{bp} = Q_{gb} - Q_{bg}$ - cantitatea de căldură radiată de pereţi spre piesă;

Q_a, Q_{tp} - cantitatea de căldură pierdută prin pereţi (acumulată în pereţi şi transferată mediului ambiant).

Într-un proces termic industrial, o piesă primeşte, în unitatea de timp, o cantitate de căldură de la pereţi şi gaze, astfel:

$$Q_p = Q_{gp} + Q_{bp}$$

Cantitatea de căldură primită de piesă reprezintă un principal indice de proiectare a cuptoarelor industriale deoarece în funcţie de Q_p se determină şi timpul necesar de egalizare a temperaturii în masa piesei.

Pentru determinarea lui Q_p se utilizează schema de transfer termic din figura 2.41 folosind şi notaţiile:

S_b - suprafaţa pereţilor la interior;

S_p - suprafaţa liberă exterioară a piesei;

α_b - coeficient de transmisie al căldurii prin convecţie spre pereţi;

α_p - coeficient de transmisie a căldurii spre piesă;

α_{gb} - coeficient de transmisie a căldurii prin radiaţie a gazelor de ardere spre perete;

α_{bp} - coeficient de transmisie a căldurii prin radiaţie a pereţilor spre piesă;

α_{gp} - coeficient de transmisie a căldurii prin radiaţie a gazelor de ardere spre piesă;

ε_b - raport de emisie a suprafeţei pereţilor;

ε_p - raport de emisie a piesei.

Cantitatea de căldură primită de pereţi prin convecţie şi radiaţie de la gazele de ardere este:

$$Q_{gb} = S_b \cdot \alpha \cdot (t_g - t_b) + S_b \cdot \alpha_{gb} - \varepsilon_b (t_g - t_b)$$

În cazul unui regim termic stabilizat, pierderile de căldură prin pereţi $(Q_{tp} + Q_a)$ sunt următoarele:

$$Q_a = 0$$

$$Q_{tp} = S_b \cdot q_b$$

unde:

q_b - pierderi de căldură pe unitatea de suprafaţă.

Se cunoaşte că:

Scanned with OKEN Scanner

$$Q_{gb} = S_b \cdot q_b + Q_{bg} + Q_{bp}$$
$$Q_{bg} = S_p \cdot \varepsilon_{gbp}(t_0 - t_p)$$

unde:

α_{gbp} - coeficient de transmisie a căldurii prin radiaţie a gazelor de la temperatura peretelui la tmperatura piesei.

Cantitatea de căldură rezultată din radiaţia pereţilor spre piesă, fără a se ţine seama de cantitatea de căldură absorbită de gaze, este:

$$Q'_{bp} = S_p \cdot \varepsilon_{bp} \cdot \alpha_{bp}(t_b - t_p)$$
$$\varepsilon_{bp} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_p} \cdot \frac{S_p}{S_b}\left(\frac{1}{\varepsilon_b} - 1\right)}$$

Valoarea lui este calculată considerând suprafaţa înconjurată complet de S_b.

$$(C_1 = \varepsilon_p \cdot C; \quad C_2 = \varepsilon_b \cdot C)$$

Cantitatea de căldură reală radiată de pereţii piesei, ţinând cont de căldura absorbită de gaze este dată de relaţia:

$$Q_{bp} = S_p(\varepsilon_{bp} \cdot \alpha_{bp} - \varepsilon_b \cdot \alpha_{gbp})(t_b - t_p)$$

Cantitatea de căldură primită prin radiaţie şi prin convecţie direct de la gaze, este:

$$Q_{gp} = S_p \cdot \varepsilon_b \cdot \alpha_{gp}(t_g - t_p) + S_p \cdot \alpha_p(t_g - t_p)$$

Înlocuind valorile lui Q_{gp} şi Q_{bp} în relaţia:

$$Q_p = Q_{gp} + Q_{bp}$$

obţinem:

$$Q_g = S_p(\varepsilon_{bp} \cdot \alpha_{bp} - \varepsilon_b \cdot \alpha_{gbp})(t_b - t_p) + S_p(\alpha_{gp}\xi_p + \alpha_p)(y_g - t_p)$$
$$Q_g = S_p(t_b - t_p)(\xi_{bp}\alpha_{bp} - \xi_b \cdot \alpha_{gbp})(t_g - t_p)(\alpha_{gp} \cdot \xi_p + \alpha_p)$$

în care putem considera că:

$$\alpha_p = \alpha_b \cong (15 - 29), \quad [W/m^2 {}^\circ C];$$

$$\varepsilon_p = 0{,}83;$$

$$\varepsilon_w \approx \varepsilon_p;$$

$$t_g \approx t_p + 100 - 300$$

De remarcat că raportul $(K = S_p/S_b)$ dintre suprafaţa radiantă a pereţilor şi a piesei este de o deosebită importanţă pentru calculul coeficientului global de transfer al căldurii spre piesă. La valori mici ale lui K, t_b, t_p, α_{tot} creşte ca valoare. Această situaţie

Scanned with OKEN Scanner

este dezavantajoasă deoarece se utilizează un cuptor foarte mare pentru piese mici, crescând pierderile de căldură şi căldura înmagazinată. De remarcat că pentru valori termice sub 800°C se recomandă valori mari pentru *K*, deoarece în acest caz ponderea transferului prin convecţie este mărită şi viteza gazului este mai mare. Totodată şi la temperaturi superioare lui 800°C, se poate mări ponderea transferului prin convecţie, prin folosirea de arzătoare din care gazele ies cu viteză mare (100 - 200 m/s). în acest caz, circa 48% din căldura utilă va fi transmisă prin convecţie, 44% prin radiaţie de la pereţi şi 8% prin radiaţia gazelor.

Relaţia de calcul a lui Q_p se poate scrie (considerând t_b, t_g):

$$Q_p = S_p(t_g - t_p)(\xi_{bp}\cdot\alpha_{bp} - \xi_b\cdot\alpha_{gbp} + \alpha_{gp}\cdot\xi_p + \alpha_p)$$

notând:

$$\alpha_{tot} = \alpha_{bp}\cdot\xi_{bp} - \xi_b\cdot\alpha_{gbp} + \alpha_{gp}\cdot\xi_p + \alpha_p = \alpha_r + \alpha_c$$

în care:

α_{tot} - coeficient complex de transfer termic (fig.2.42)

α_r - coeficient de transmisia căldurii prin radiaţie

$$(\xi_{bp}\cdot\alpha_{bp} - \xi_b\cdot\alpha_{gbp} + \alpha_{gp}\cdot\xi_p);$$

α_c - coeficient de transfer termic prin convecţie (α_p)

obţinem:

$$Q_p = S_p\cdot\alpha_{tot}(t_g - t_p)$$

În cazul în care piesa de încălzit nu este omogenă, fiind compusă din mai multe straturi, fluxul termic transmis de la sursa caldă (fluidul cald) prin piesa supusă procesului (fig.2.37) este dată de ecuaţia:

- pentru perete plan:

$$Q_p = \frac{t_g - t_1}{\frac{1}{\alpha_p\cdot S_p}}$$

$$Q_p = \frac{t_1 - t_{m=1}}{\sum_{i=1}^{n}\frac{di}{S_i\cdot\lambda_i}}$$

$$Q_p = \frac{t_g - t_a}{\frac{1}{\alpha_p S_p} + \frac{1}{\alpha_e S_e} + \sum_{i=1}^{n}\frac{di}{S_i\cdot\lambda_i}}$$

- pentru perete cilindric:

Scanned with OKEN Scanner

$$Q_p = \frac{2\pi l(t_g - t_0)}{\frac{1}{2\alpha_f \cdot r_1} + \frac{1}{2\alpha_e \cdot r_n} + \sum_{l=1}^{n} \lim \frac{r_{l+1}}{r_l}}$$

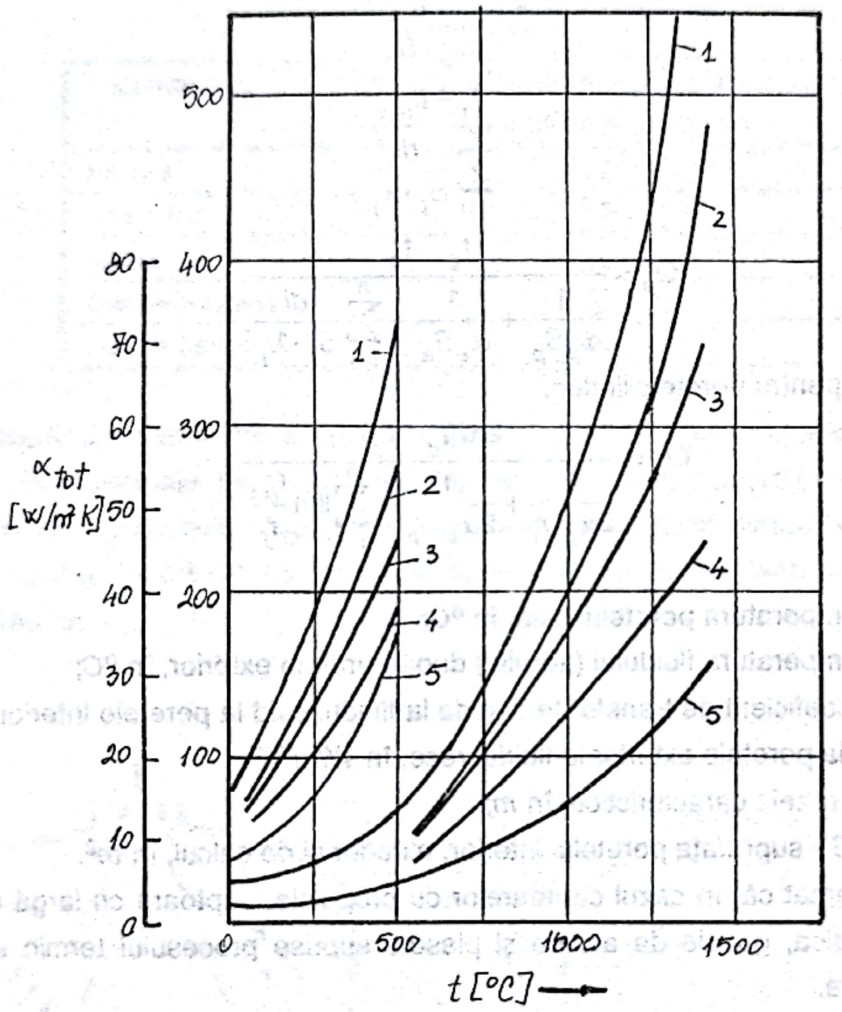


Figura 2.42 Variaţia coeficientului de transfer termic complex cu temperatura de încălzire:

1 - oţel;
2 - cupru;
3 - alamă;
4 - oţel în atmosferă protectoare;
5 - aluminiu.

Scanned with OKEN Scanner

În cazul în care piesa de încălzit nu este omogenă, fiind compusă din mai multe straturi, fluxul termic transmis de la sursa caldă (fluidul cald) prin piesa supusă procesului (fig.2.37) este dată de ecuaţia:

- pentru perete plan:

$$Q_p = \frac{t_g - t_1}{\frac{1}{\alpha_p \cdot S_p}}$$

$$Q_p = \frac{t_1 - t_{m=1}}{\sum_{i=1}^{n} \frac{di}{S_i \cdot \lambda_i}}$$

$$Q_p = \frac{t_g - t_a}{\frac{1}{\alpha_p S_p} + \frac{1}{\alpha_e S_e} + \sum_{i=1}^{n} \frac{di}{S_i \cdot \lambda_i}}$$

- pentru perete cilindric:

$$Q_p = \frac{2\pi l(t_g - t_0)}{\frac{1}{2\alpha_i \cdot r_1} + \frac{1}{2\alpha_e \cdot r_n} + \sum_{i=1}^{n} \lim \frac{r_{i+1}}{r_i}}$$

în care:

t_g - temperatura peretelui cald, în ^oC;

t_i - temperatura fluidului (aerului) după peretele exterior, în ^oC;

α_p, α_e- coeficient de transfer termic de la fluidul cald la peretele interior, respectiv de la peretele exterior la fluidul rece, în W/m^2K;

r_i, r_i, r_n - razele caracteristice, în m;

S_p, S_e, S_i- suprafaţa peretelui interior, exterior şi de calcul, în m^2.

De remarcat că, în cazul cuptoarelor cu propulsie, cuptoare cu largă utilizare în industria metalurgică, gazele de ardere şi piesele supuse procesului termic au sensuri inverse de mişcare.

Datorită transferului termic, cuptorul trebuie să fie înalt în zona de intrare a gazelor şi apoi poate fi micşorat pentru a mări viteza gazelor de evacuare, pentru a se mări transferul de căldură prin convecţie. Pentru ca toate straturile de gaze să fie în mişcare, se utilizează metoda turbionării gazelor printr-o amplasare corespunzătoare (sub un anumit unghi) a diverselor tipuri de arzătoare.

În cuptoarele clasice de forjă (tip şarjă) se recomandă un raport K relativ mic şi utilizarea recuperării interne a căldurii.

Scanned with OKEN Scanner

O metodă avantajoasă de sporire a transferului de căldură în cuptoarele cu gaze este utilizarea "flăcărilor luminoase" (în cazul utilizării gazelor cu hidrocarbură) prin carburizare, adică adaos de particule de combustibili bogaţi în hidrocarburi. Creşterea radiaţiei gazelor prin metoda "flăcării luminoase" este redată în tabelul 2.22.

Tabelul 2.22

Combustibil	Procentul de radiaţie a particulelor, în % din radiaţia gazelor
Păcură	35
Gaz lichid	25
Metan	10
Gaz de cocserie	0
Gaz de furnal	0

Începând din anul 1919, Graume Grjimailo arată că realizarea evacuării gazelor din cuptoarele industriale pe la partea inferioară dă un randament mai ridicat decât evacuarea gazelor prin boltă (fig.2.43). Acest fapt este datorat circulaţiei mai intense a gazelor, în cazul evacuării pe jos, gazele scurgându-se pe lângă piesă atât la urcarea cât şi la coborârea lor.

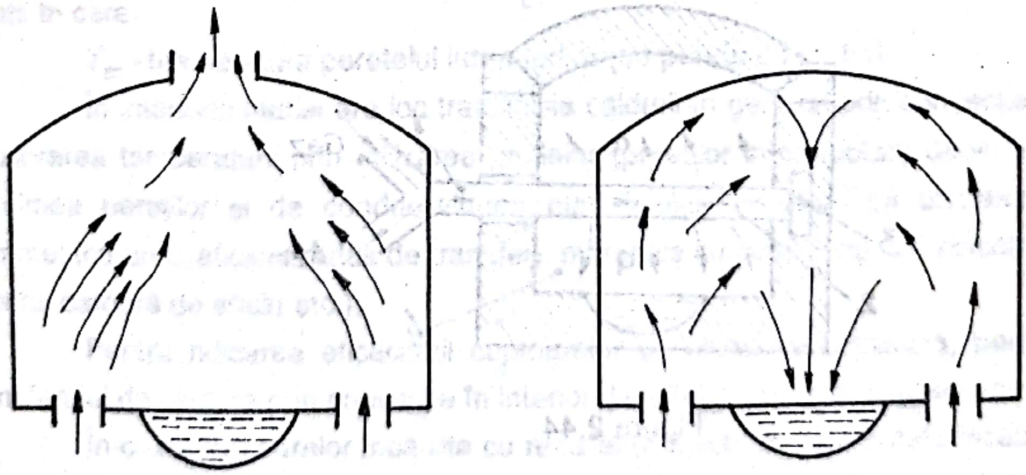


Figura 2.43

Scanned with OKEN Scanner

2.3.2. Încălzirea indirectă, tuburi radiante

În cazul când, din considerente tehnologice de fabricaţe, pentru evitarea ;idărilor, reperele nu sunt în contact direct cu gazele de ardere, purtătoare de căldură, se ilizează încălzirea indirectă a reperelor.

Această metodă de încălzire se utilizează, în marea majoritate a cazurilor, când ızele sunt provenite din arderea combustibililor solizi.

Cuptoarele cu muflă (fig.2.44) reprezintă un caz tipic al încălzirii indirecte, ıoarece în acest caz, produsele de prelucrat termic sunt introduse într-un spaţiu conjurat de gaze fierbinţi sau într-un spaţiu încălzit din afară, cu ajutorul unor rezistenţe ectrice.

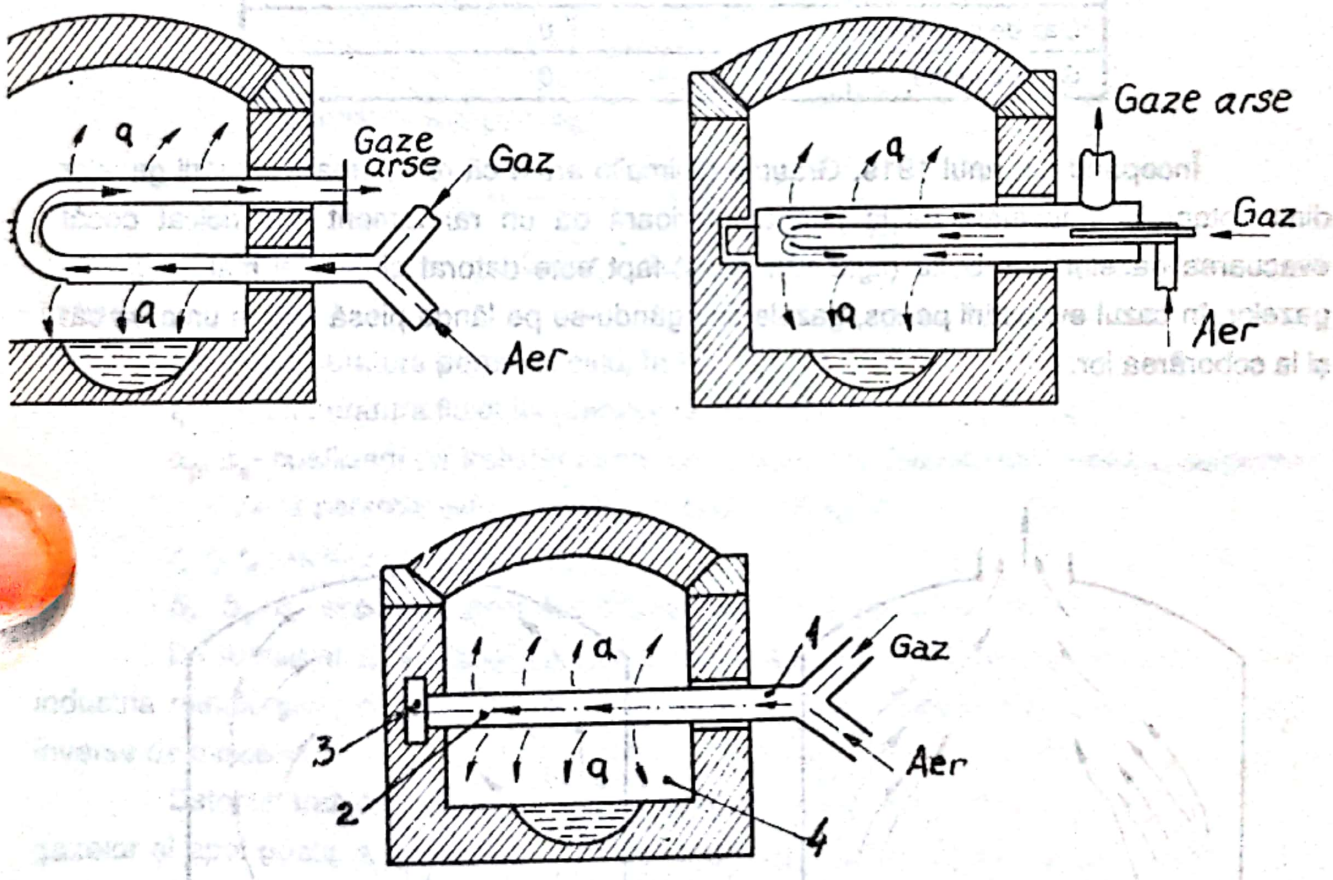


Figura 2.44

Un alt caz tipic de încălzire indirectă îl reprezintă ***cuptoarele cu tuburi radiante*** .2.44) în care, pentru protecţia materialului metalic împotriva oxidării, flacăra şi gazele ultate din arderea combustibililor gazoşi sunt trecute prin tuburi (de regulă metalice),

Scanned with OKEN Scanner

care se încălzesc la temperaturi (peste 800°C) şi transmit căldura prin radiaţie produselor de încălzit şi cuptorului.

Utilizarea tuburilor radiante permite şi o reglare bună a regimurilor termice în spaţiul de lucru al cuptorului, prin reglarea corespunzătoare a debitului de combustibil. Totodată, prin aceste tuburi se poate trece şi aer rece, prin intermediul căruia se pot regla diferite viteze de răcire a încărcăturii din cuptoare.

În cazul încălzirii indirecte (fig.2.44) din punct de vedere termic, peretele intermediar aflat între piesă şi gazele de ardere reprezintă un dezavantaj deoarece, datorită acestuia, căldura trece mai greu spre piesă, fapt rezultat şi din următoarele ecuaţii de transfer de căldură:

$$Q = S \cdot C_{1,2}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]$$

$$\frac{Q'}{S \cdot C_{1,2}} = \left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_m}{100}\right)^4$$

$$\frac{Q'}{S \cdot C_{1,2}} = \left(\frac{T_m}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4$$

$$2\frac{Q'}{S \cdot C_{1,2}} = \left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4$$

$$Q' = \frac{1}{2} \cdot S \cdot C_{1,2}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] = \frac{1}{2} \cdot Q$$

relaţii în care:

T_m - temperatura peretelui intermediar (un perete de muflă).

În interiorul muflei are loc transmisia căldurii în general prin convecţie. Deoarece micşorarea temperaturii prin utilizarea muflelor (pereţilor intermediari) depinde, pe lângă grosimea pereţilor şi de conductivitatea materialului peretelui, se utilizează, în locul şamotei (cu un coeficient redus de transfer), materiale cu coeficienţi mai ridicaţi de transfer (metal, carbură de siliciu etc.).

Pentru ridicarea eficacităţii cuptoarelor cu muflă se utilizează, pentru mărirea transferului de căldură prin convecţie în interiorul muflei, ventilatoare axiale sau radiale.

În cazul cuptoarelor încălzite cu rezistenţe electrice, elementele încălzitoare sunt montate pe pereţi, pe uşă şi pe boltă, încălzirea are loc în special prin radiaţia suprafeţelor. În cazul când gazele de protecţie utilizate la tratament termic atacă materialul rezistoarelor electrice sau sunt necesare spaţii de lucru etanşe se utilizează muflele metalice ce conduc la separarea completă între piesă şi elementele de încălzire. şi în

Scanned with OKEN Scanner

acest caz, transferul este preponderent prin radiaţie. Dacă se utilizează un ventilator se produce suplimentar un transfer de căldură prin convecţie.

Cuptoarele cu tuburi radiante (fig.2.44) se utilizează pentru temperaturi de lucru foarte ridicate şi din această cauză, tuburile radiante sunt construite din oţeluri termorezistente (oţeluri Cr-Ni: 25% Cr, 12% Ni) sau aliate cu cobalt $t_{max} \leq 1300^{o} C$.

În fiecare tub (fig.2.44) se găseşte pe fiecare parte câte un arzător de gaz, iar la capătul celălalt un mic recuperator în care se preâncălzeşte aerul de ardere cu căldura adusă de gazele de ardere.

Arzătorul uneia din ţevi este legat cu recuperatorul celeilalte.

Datorită unor dezavantaje constructive şi funcţionale nu se utilizează tuburi radiante drepte, simple, ci tuburi în formă de "U" sau cu manta (fig.2.44).

Ambele tuburi prezintă avantajul unei repartiţii mai uniforme a căldurii radiate şi preluarea mai uşoară a dilatărilor termice.

2.4. Încălzirea şi răcirea materialelor în instalaţii termice indistriale

Pentru calculul proceselor de încălzire-răcire a materialelor solide se întâlnesc trei cazuri caracteristice:

a. Încălzirea-răcirea materialului imobil în cuptoare cu temperatură constantă a gazelor (cuptoare tip cameră);

b. Încălzirea răcirea materialului imobil în cuptoare lungi prin care trec gazele de ardere (cuptoare inelare), cuptoare în care diferenţa de temperatură dintre gaz şi material se modifică în timp şi spaţiu;

c. Încălzirea răcirea materialului imobil în curent de gaze (echicurent, contracurent, curenţi încrucişaţi) în cuptoare tip tunel, cuptoare rotative şi recuperatoare de căldură.

Spre suprafaţa exterioară a unui produs aflat în camera de lucru a unui cuptor, se transferă, din incintă, o cantitate de căldură prin intermediul căreia, piesa îşi măreşte temperatura cu valoarea Δt.

Pentru omogenizarea temperaturii în masa materialului este necesar un anume interval de timp.

Determinarea timpului de încălzire este în funcţie de conductivitatea termică şi grosimea pieselor.

Scanned with OKEN Scanner

2.4.1. Semifabricat de grosime mică şi conductivitate termică mare

Cel mai simplu caz este cazul în care semifabricatul supus procesului termic este compus din plăci metalice de grosime redusă (corpurile metalice prezentând şi conductivitatea termică ridicată), grosimi ce favorizează nediferenţieri importante de temperatură în interiorul pieselor (fig.2.45).

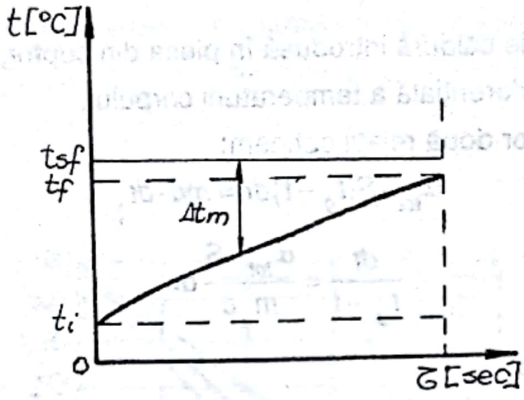


Figura 2.45

În acest caz, timpul (τ) pentru ca semifabricatul, de masă m şi temperatură iniţială t_i, să atingă temperatura de lucru dorită t_f, se poate calcula cu relaţia:

$$\tau = \frac{m \cdot c}{S \cdot \alpha_{tot}} \ln \frac{t_g - t_i}{t_g - t_f}, \quad [h]$$

în care:

c - căldura specifică a semifabricatului;

S - suprafaţa exterioară a semifabricatului;

t_g - temperatura gazelor purtătoare de căldură din cuptor;

α_{tot} - coeficient global de transfer pentru trecerea căldurii de la cuptor spre piesă.

Deoarece α_{tot} variază în funcţie de temperatura incintei cuptorului, trebuie să luăm în calcul o temperatură medie (Δt_m):

Scanned with OKEN Scanner

$$\Delta t_m = t_g - \frac{t_f - t_i}{\ln\frac{t_g - t_i}{t_g - t_f}}$$

În calculele de proiectare este necesar să cunoaştem şi temperatura utilă *(t_f)* ce se poate obţine în timpul τ, pornind de la o temperatură iniţială t_i ştiind că în incintă avem o temperatură *(t_g)*.

$$dQ = \alpha_{tot} \cdot S(t_g - t)d\tau; \quad dQ = mc \cdot dt$$

unde:

dQ - cantitatea de căldură introdusă în piesă din cuptor, în intervalul de timp

dt - creşterea diferenţială a temperaturii corpului.

Din egalitatea celor două relaţii obţinem:

$$\alpha_{tot} \cdot S(t_g - t)d\tau = mc \cdot dt;$$

$$\frac{dt}{t_g - t} = \frac{\alpha_{tot} \cdot S}{m \cdot c} d\tau.$$

Integrând obţinem:

$$\int_{t_i}^{t_f} \frac{dt}{t_g - t} = \int_0^{\tau} \frac{\alpha_{tot} \cdot S}{m \cdot c} d\tau$$

Rezolvând integralele obţinem:

$$\ln(t_g - t_f) - \ln(t_g - t_i) = -\frac{\alpha_{tot} \cdot S}{m \cdot c}\tau;$$

$$\ln\frac{t_g - t_f}{t_g - t_i} = -\frac{\alpha_{tot} \cdot S}{m \cdot c}\tau.$$

Continuând calculele obţinem:

$$\tau = \frac{m \cdot c}{S\alpha_{tot}} \ln\frac{t_g - t_i}{t_g - t_f}$$

$$\frac{t_g - t_i}{t_g - t_f} = e^{\frac{\alpha_{tot} \cdot S}{m \cdot c}\tau}$$

$$1 - \frac{t_g - t_i}{t_g - t_f} = e - \frac{\alpha_{tot} \cdot S}{m \cdot c}\tau$$

$$\frac{t_g - t_i}{t_g - t_f} = 1 - e - \frac{\alpha_{tot} \cdot S}{m \cdot c}\tau$$

Din această relaţie se poate calcula *(t_f)* funcţie de care se poate trasa diagrama de încălzire a semifabricatului.

Scanned with OKEN Scanner

În cazul proceselor termice inverse (de răcire) se pot utiliza aceleaşi formule, în care t_g reprezintă temperatura mediului de răcire.

2.4.2. Semifabricat de grosime mică şi conductivitate termică redusă

În cazul încălzirii (răcirii) blocurilor de metal sau a semifabricatelor de grosime redusă şi conductivitate termică scăzută, în timpul încălzirii, apar diferenţe mari ale gradientului termic în interiorul pieselor, diferenţe ce se pot aproxima prin intermediul unui coeficient de corecţie *(f)* ce depinde de forma geometrică a piesei şi de raportul $\alpha_{tot} \cdot \frac{A}{\lambda}$ (fig.2.46).

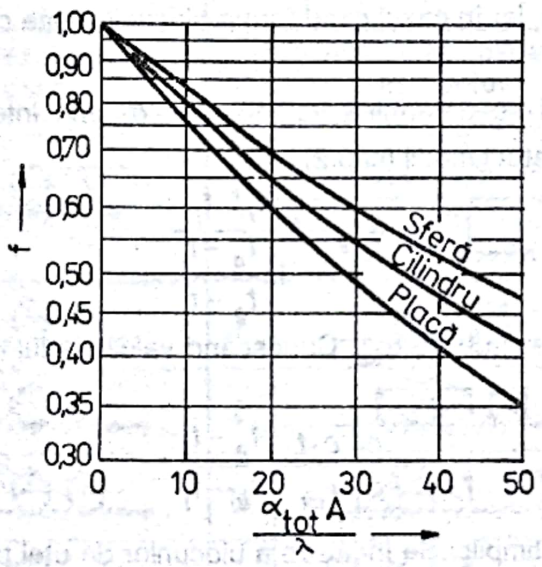


Figura 2.46

în care:

- α - coeficient de conductivitate termică, [Kcal/mh°C];
- b - grosimea semifabricatului, [m];
- A - grosimea piesei diferenţiată astfel:
  - placă încălzită din ambele părţi: $A = b/2$;
  - placă încălzită numai dintr o parte: $A = b$;
  - corp cilindric sau sferă $A = r$ (raza sferei).

Scanned with OKEN Scanner

Pentru calcularea timpului (τ) de încălzire se pot utiliza formulele din capitolul 2.4.1. în care se introduce coeficientul de corecţie *(f)*.

2.4.3. Semifabricat de grosime mare

În cazul semifabricatelor de grosimi mari în direcţia fluxului caloric, materiale care prezintă conducţie termică mică, se produc în masa corpului solid gradienţi termici apreciabili care sunt corectaţi prin intermediul coeficientului de corecţie *(f)*.

Dacă piesele (semifabricatele) constau din blocuri care sunt aşezate unele lângă altele se poate considera şarja în întregime ca o placă groasă.

În acest caz, dacă încălzirea se realizează preponderent prin vatra cuptorului, se poate considera încălzirea ca având loc din ambele părţi.

În cazul când blocurile sunt aşezate la o anumită distanţă între ele, le putem asimila cu corpuri cilindrice, iar în cazul când forma blocurilor este cubică, le putem asimila cu corpuri sferice.

În ambele cazuri se determină valoarea lui *(f)* prin intermediul fig.2.46 şi se introduce în relaţia temperaturii medii (cap.2.4.1.):

$$t_m = t_g - f\frac{t_f - t_i}{\ln\frac{t_g - t_i}{t_g - t_f}}$$

Valoarea lui *(f)* depinde de α_{tot}. Cunoscând valoarea lui α_{to} se poate determina timpul de încălzire:

$$\tau = \frac{m \cdot c \cdot f}{S \cdot \alpha_{tot}} \ln\frac{t_g - t_i}{t_g - t_f}.$$

În cazul calculării timpilor de încălzire a blocurilor de oţel până la temperatura de forjare se pot utiliza şi formule empirice.

Observaţie. Coeficientul de corecţie *(f)* pentru corpuri groase şi pentru corpuri de conductivitate termică redusă este, în esenţă, o funcţie criterială de tipul:

$$f = -n\frac{\ln f_i(B_i, F_0)}{B_i F_0}$$

în care:

n -factor de corecţie. Valorile lui sunt:

1- pentru placă încălzită bilateral;

1/2 - pentru cilindru sau placă încălzită unilateral;

1/3 - pentru sferă.

Scanned with OKEN Scanner

Relaţia empirică a lui Dobrohotov, utilizată pentru calculul timpului de încălzire pentru forjare, este:

$$\tau = 5K_1 \cdot K_2 \cdot d\sqrt{d}\ , \quad [h]$$

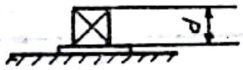
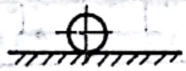
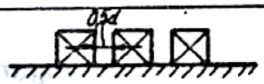
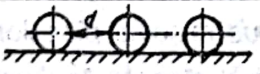
în care:

K_1 - coeficient ce depinde de modul de aşezare a pieselor în cuptor (tabelul 2.23);

K_2 - coeficient ce depinde de marca oţelului de încălzit (tabelul 2.24);

d - grosimea (diametrul) blocului de oţel,

Tabelul 2.23 Coeficientul în funcţie de aşezarea produsului în cuptor (după Dobrohotov)

Aşezarea pieselor în cuptor	K=	Aşezarea pieselor în cuptor	K=
	1		1
			1,4
	1		4
	2		2,2
	1,4		2
	1,3		1,8

Tabelul 2.24 Coeficientul pentru calculul timpului de încălzire a blocului de oţel (după Dobrohotov)

Felul oţelului	K_2	Felul oţelului	K_2
Oţel carbon până la:		Oţel austenitic:	
0,2 % C	1,0	18 Cr 8 Ni	1,3
0,21 - 0,5 % C	1,2	10 Cr 8 Ni cu Ti	2,0
0,5 - 0,7 % C	1,5	18 Cr 8 Ni cu Ti şi Mo	2,5
peste 0,8 % C	2,0	Oţel	
		25 % Cr şi 0,2 % C	1,0

Scanned with OKEN Scanner

2.4.4. Timpul de încălzire a unui semifabricat în echicurent sau contracurent

În practica industrială se utilizează o gamă largă de cuptoare industriale, în care semifabricatele sunt în mişcare compusă cu gazele purtătoare de căldură, în acelaşi sens cu gazele (fig.2.47a - echicurent) sau în sens opus cu direcţia de deplasare a gazelor (fig.2.47b - contracurent).

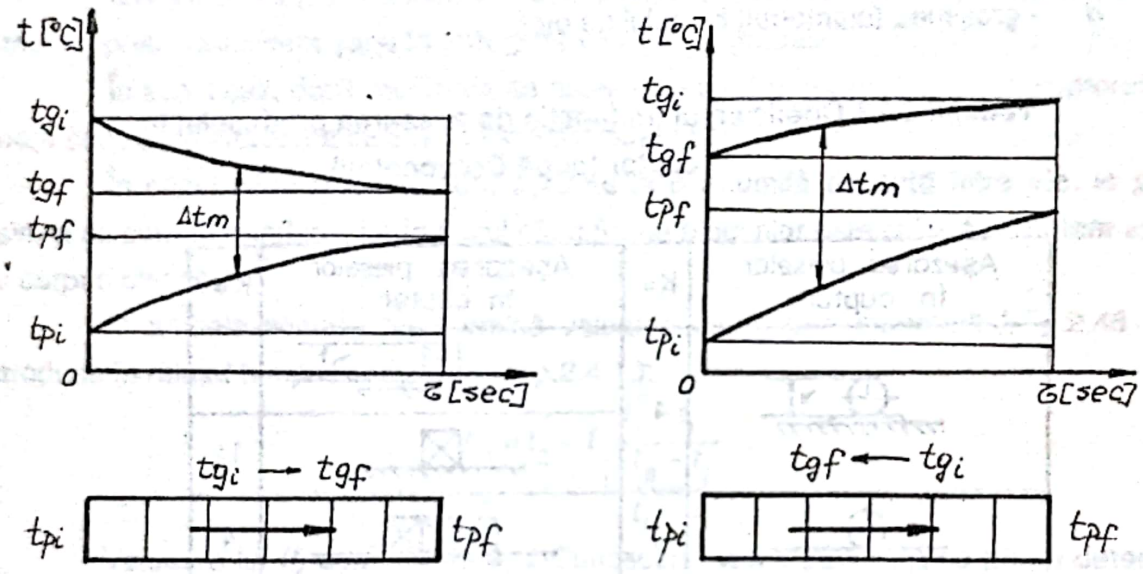


Figura 2.47

O largă utilizare (datorită multiplelor avantaje) o prezintă cuptoarele industriale în contracurent, în care gazele sunt deplasate în sens opus mişcării pieselor şi ele ies din incinta cuptorului pe la capătul pe unde sunt introduse piesele în cuptor. (Exemplul cuptorului cu propulsie). Prin acest procedeu, gazele de ardere, purtătoare de căldură, sunt utilizate eficient.

În cazul încălzirii în contracurent, calculul timpului de încălzire se efectuează astfel:

- Gazele de ardere cedează, în drumul lor, o parte din conţinutul semifabricatelor pe care le umectează" după următorul bilanţ termic:

$$m \cdot c_p (t_{pf} - t_{pi}) + Q_v = V_g \cdot c_g (t_{gi} - t_{gf}), \ [J]$$

unde:

Scanned with OKEN Scanner

m - masa semifabricatelor "umectate", [kg];

c_p - căldura specifică a semifabricatelor, [j/kg°C];

V_g - volumul gazelor arse, [m^{3}N];

c_g - căldura specifică medie a gazelor arse, [J/m^{3}N°C];

Q_v - cantitatea de căldură cedată de gaze în cuptor (spre pereţi, bolţi etc.);

t_{pi} - temperatura iniţială a semifabricatelor la intrarea în cuptor;

t_{pf} - temperatura semifabricatului la ieşirea din cuptor;

t_{gi}, t_{gf} - temperatura gazelor de ardere înainte şi după transferul cantităţii de căldură.

În mod practic, se recomandă ca pierderile de căldură în cuptor (Q_v) să nu depăşească 30% din totalul cantităţii de căldură şi deci, bilanţul termic poate avea forma:

$$Q = m \cdot c_p (t_{pf} - t_{pi}) = 0,7 V_g \cdot c_g (t_{gi} - t_{gf})$$

Această căldură utilă, transferată în incinta cuptorului, semifabricatelor, este transferată în timpul (τ) prin suprafaţa (S) de contact dintre gaze şi semifabricat conform relaţiei:

$$Q = S \cdot \alpha_{tot} \cdot \Delta t_m \cdot \tau$$

în care:

Δt_m - diferenţa medie de temperatură dintre gaze şi piesă.

Conform graficelor din figura 2.47 putem aproxima pe Δt_m astfel:

- în cazul echicurentului (fig.2.47a):
  - la început $t_{gi} - t_{pi}$;
  - la sfârşit $t_{gf} - t_{pf}$;
- în cazul contracurentului (fig.2.47b):
  - la început $t_{gi} - t_{pf}$;
  - la sfârşit $t_{gf} - t_{pi}$.

Din aceste relaţii rezultă că putem considera Δt_m ca fiind dat de media aritmetică, când aceste diferenţe sunt aproximativ egale:

$$\Delta t_m = \frac{t_{gi} + t_{gf}}{2} - \frac{t_{pi} + t_{pf}}{2}$$

- în cazul echicurentului:

$$\Delta t_m = \frac{(t_{gi} - t_{pi}) - (t_{gf} - t_{pf})}{\ln \frac{t_{gi} - t_{pi}}{t_{gf} - t_{pf}}}, \quad [°C]$$

- în cazul contracurentului:

Scanned with OKEN Scanner

$$\Delta t_m = \frac{(t_{gf} - t_{pi}) - (t_{gi} - t_{pg})}{\ln \frac{t_{gf} - t_{pi}}{t_{gi} - t_{pf}}}, \quad [^0C]$$

Ambele relaţii sunt echivalente cu:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

unde:

Δt_1 - diferenţa minimă de temperatură;

Δt_2 - diferenţa maximă de temperatură.

Se poate scrie deci:

$$m \cdot c_p (t_{pf} - t_{pi}) = S \cdot \tau \cdot \alpha_{tot} \cdot \Delta t_m$$

$$\tau = \frac{m \cdot c_p}{S \alpha_{tot}} \cdot \frac{t_{pf} - t_{pi}}{\Delta t_m}$$

în care:

α_{tot} - media, între valoarea iniţială şi cea de la sfârşitul cuptorului, a coeficientului total de transfer e căldură.

Observaţie: încălzirea în echicurent se adoptă numai în cazurile când semifabricatele nu trebuie supraîncălzite şi în acest caz temperatura finală a gazelor de ardere (t_{gf}) nu trebuie să difere mult faţă de cea a semifabricatelor (t_{pf}) supuse procesului de încălzire.

2.5. Încălzirea şi răcirea materialelor în cuptoare electrice cu rezistori

Calculul timpului de încălzire a semifabricatelor în cuptoare cu acţionare intermitentă, încălzite cu rezistori, se realizează similar ca în cazul cuptoarelor încălzite cu combustie, distinct pentru piese subţiri şi pentru piese groase.

2.5.1. Încălzirea pieselor subţiri

Procesul termic (fig.2.48) din incinta cuptorului cuprinde următoarele faze distincte:

Scanned with OKEN Scanner

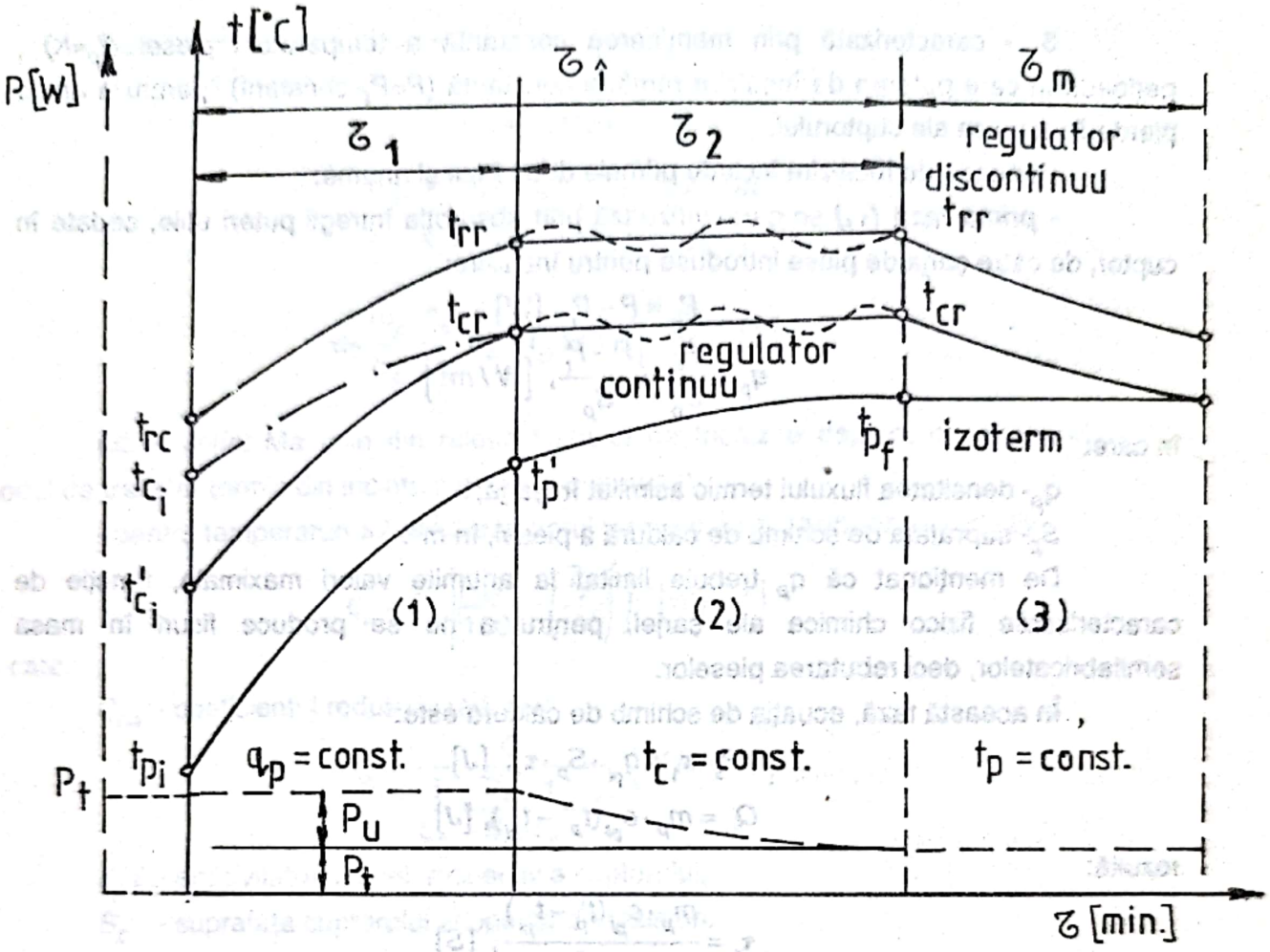


Figura 2.48 Diagrama de încălzire a semifabricatelor de dimensiuni reduse.

1. - caracterizată prin păstrarea puterii constante a instalaţiei de încălzire *(P=K)*. La introducerea şarjei de temperatură t_{pi} , temperatura cuptorului scade brusc de la t_{ci} la t'_{ci} apoi creşte concomitent cu temperatura şarjei, până la atingerea temperaturii de regim (t_{cr}) - temperatura de lucru a cuptorului, datorită fluxului termic transmis de rezistori;

2. - caracterizată prin păstrarea temperaturii constante a cuptorului (t_{cr} constant) , prin intermediul sistemelor de reglare automată a temperaturii *(S.R.A.)* de tip continuu, folosind programatoare de temperatură asistate de calculator sau discontinuu.

În această perioadă, puterea cuptorului scade asimptotic până la valoarea pierderilor termice (P_t) ce caracterizează cuptorul;

Scanned with OKEN Scanner

3. - caracterizată prin menţinerea constantă a temperaturii piesei (t_p=K) , perioadă în care puterea de încălzire rămâne constantă (P=P_t=constant) pentru a anula pierderile termice ale cuptorului.

Perioada de încălzire include primele două faze şi anume:

- ***prima fază*** (τ_1) se caracterizează prin absorbţia întregii puteri utile, cedate în cuptor, de către şarja de piese introduse pentru încălzire:

$$P_u = P - P_t, \ [W]$$

$$q_p = \frac{P_u}{S_p} = \frac{P - P_t}{S_p}, \ \left[W/m^2\right]$$

în care:

q_p- densitatea fluxului termic asimilat în şarjă;

S_p- suprafaţa de schimb de căldură a piesei, în m^2.

De menţionat că q_p trebuie limitat la anumite valori maximale, funcţie de caracteristicile fizico chimice ale şarjei, pentru a nu se produce fisuri în masa semifabricatelor, deci rebutarea pieselor.

În această fază, ecuaţia de schimb de căldură este:

$$P_u \cdot \tau_1 = q_{pi} \cdot S_p \cdot \tau_1, \ [J]$$

$$Q_u = m_p \cdot c_{pi}(t_p' - t_{pi}), \ [J]$$

rezultă:

$$\tau_1 = \frac{m_p \cdot c_{pi}(t_p' - t_{pi})}{q_{pi} \cdot S_p}, \ [S]$$

în care:

c_{pf} căldura specifică medie, în intervalul de temperaturi, în *J/kgK*;

m_p- masa pieselor, în *kg*.

- ***faza a doua*** (τ_2) a perioadei de încălzire realizează aducerea şarjei de la t'_p la t_{pf} (temperatură finală de încălzire), păstrându-se constantă temperatura cuptorului.

Ecuaţia de schimb de căldură este:

$$dQ_u = q_{p2} \cdot S_p \cdot d\tau = m_p \cdot c_{p2} \cdot dt;$$

$$\int_0^{\tau_2} q_{p2} \cdot S_p \cdot d\tau = \int_{t_p'}^{t_{pf}} m_p \cdot c_{p2} \cdot dt;$$

$$\tau_2 = \frac{m_p \cdot c_{p2}}{S_p} \int_{t_p'}^{t_{pf}} \frac{dt}{q_{p2}}, \ [S]$$

în care:

Scanned with OKEN Scanner

q_{p2} - fluxul termic primit ($q_{p2}=f(t_p)$).

Timpul de încălzire:

$$\tau_i=\tau_1+\tau_2;$$

$$\tau i=\frac{m_p\cdot c_{p1}(t'_p-t_{pi})}{q_{p1}\cdot S_p}+\frac{m_p\cdot c_{p2}}{S_p}\int_{t'_p}^{t_{pf}}\frac{dt}{q_{p2}};$$

$$\tau i=\frac{m_p}{S_p}\frac{c_{p1}}{q_{p1}}(t'_p-t_{pi})+c_{p2}\int_{t'_p}^{t_{pf}}\frac{dt}{q_{p2}},\ [S]$$

Observaţie: Mărimile din relaţia timpului de încălzire depind, ca expresie, de modul de transfer termic din incinta cuptorului şi anume:

- pentru temperaturi $>700^0C$, transferul termic este ***preponderent*** radiativ:

$$q_p=C_{cp}\left[\left(\frac{T_{cr}}{100}\right)^4-\left(\frac{T'_p}{100}\right)^4\right],\ \left[W/m^2\right]$$

în care:

C_{cp} - coeficientul redus de radiaţie:

$$C_{cp}=\frac{C}{\frac{1}{\xi_p}+\frac{S_p}{S_c}\left(\frac{1}{\xi_c}-1\right)},\ \left[W/m^2K^4\right]$$

ξ_p,ξ_c- emisivitatea piesei, respectiv a cuptorului;

S_c - suprafaţa cuptorului acoperită de rezistori.

Rezultă:

$$T'_p=100\cdot\sqrt[4]{\left(\frac{T_{cr}}{100}\right)^4-\frac{q_p}{C_{cp}}}=t'_p+273,\ [K]$$

Înlocuind valoarea obţinută pentru (t'_p) în expresia lui τ, se obţine expresia timpului de încălzire în prima fază.

Totodată din expresia densităţii de flux termic putem determina şi temperatura iniţială a cuptorului:

$$t'_{ci}=100\cdot\sqrt[4]{\left(\frac{T_{pi}}{100}\right)^4+\frac{q_p}{C_{cp}}}-273,\ \left[^0C\right]$$

Pentru faza a doua a încălzirii, există relaţia:

$$q_p=C_{cp}\left[\left(\frac{T_{cr}}{100}\right)^4-\left(\frac{T_{pf}}{100}\right)^4\right],\ \left[W/m^2\right]$$

Se obţine, prin integrare, expresia lui τ_2:

Scanned with OKEN Scanner

$$\tau_2 = \frac{m_p \cdot c_{p2}}{S_p \cdot C_{cp}} \cdot \frac{100}{\frac{(T_{cr})^3}{100}} \left[\psi\left(\frac{T_{pf}}{T_{cr}}\right) - \psi_1\left(\frac{T'_p}{T_{cf}}\right) \right], [s]$$

în care:

$$\psi\left(\frac{T_{pf}}{T_{cr}}\right), \psi_1\left(\frac{T'_p}{T_{cf}}\right)$$

reprezintă funcţii complexe de temperatură, cu valori cuprinse între (0,2 - 0,74) pentru ψ şi (0,89 - 2,12) pentru ψ_1.

Pentru temperaturi $< 700^0C$, transferul termic este ***convectiv radiativ*** şi se aplică în calculul lui q_p mărimea coeficientului complex de transfer termic $(\alpha_{cp}=\alpha_c+\alpha_r)$.

Considerând:

α_c=12 W/m^2·K - convecţie liberă a aerului,

obţinem:

α=12+α_r ,

deci:

$$q_p=(12+\alpha_r)\cdot(t_c-t_p), \quad [W/m^2]$$

în care:

$$\alpha_r = \frac{C_{cp}\left[\frac{(T_c)^4}{100} - \frac{(T_p)^4}{100}\right]}{t_c - t_p}$$

Cu mărimea lui q_p astfel calculată se obţin uşor expresiile lui τ_1 şi τ_2, deci mărimea timpului de încălzire.

Mărimea timpului de încălzire (τ_1) astfel calculată se compară cu mărimea rezultată din expresia puterii utile a cuptorului:

$$P_u = \frac{m_p \cdot c_p (t_{pf} - t_{pi})}{\tau_{ii}}, [W]$$

În cazul în care $\tau_{ii} \neq \tau_i$, se modifică puterea utilă la valoarea optimă pentru realizarea ciclului termic prescris.

2.5.2. Încălzirea pieselor masive

Procesul termic (fig.2.49) din incinta cuptorului cuprinde următoarele faze distincte:

Scanned with OKEN Scanner

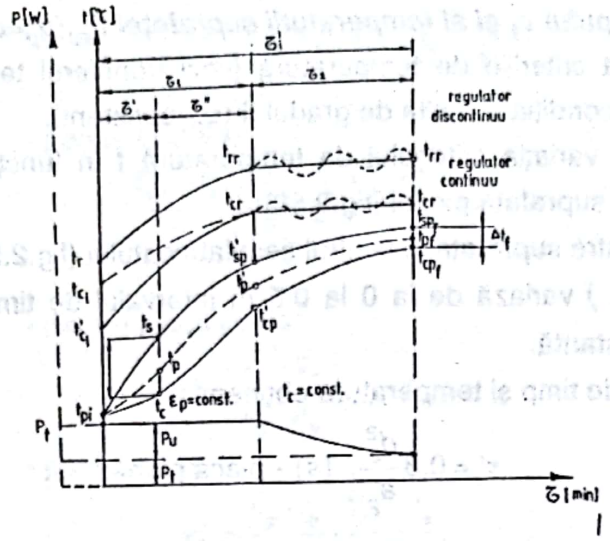


Figura 2.49. Diagrama de încălzire a semifabricatelor de dimensiuni mari şi foarte mari.

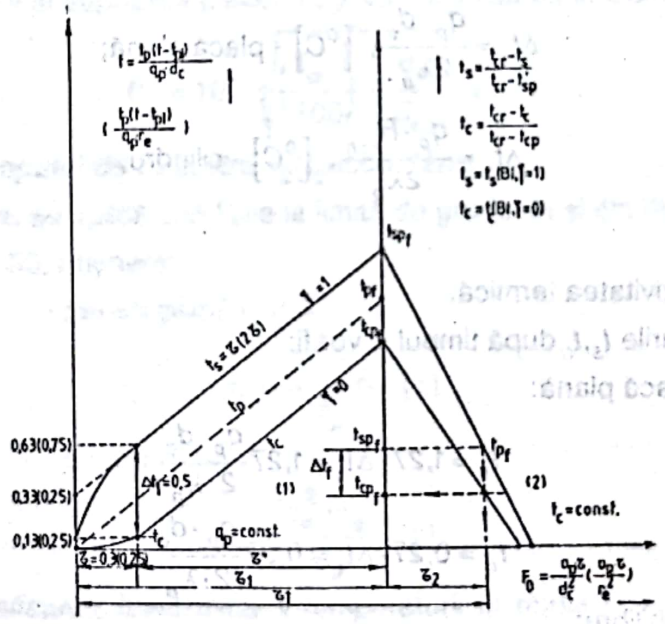


Figura 2.50. Criteriul de temperatură pentru placă şi cilindru (valorile din paranteză) cu condiţia la limită de gradul II

Procesul de încălzire are loc similar ca în cazul pieselor subţiri (fig.2.48), încălzire cu q_p=*constant* în prima fază şi apoi cu t_c=*constant* în a doua fază.

Scanned with OKEN Scanner

Calculul timpului τ_1 şi al temperaturii suprafeţei t'_{sp}(q_p=constant).

Se utilizează criteriile de temperatură (vezi transferul termic prin conducţie în regim tranzistoriu) cu condiţia la limită de gradul II (q_p=constant).

Se trasează variaţia criteriului de temperatură t în funcţie de criteriul de timp Fourier pentru axul şi suprafaţa piesei (fig.2.50):

Rezultă că între suprafaţa şi centrul semifabricatului (fig.2.50), diferenţa criteriului de temperatură (t_s-t_c) variază de la 0 la 0,5 în intervalul de timp τ' de 0,3 (0,25), iar pentru τ'' rămîne constantă.

Din criteriile de timp şi temperatură obţinem:

$$\tau' = 0{,}3\frac{d_c^2}{a_p},\ [s]\ \text{- placă plană;}$$

$$\tau' = 0{,}25\frac{r_e^2}{a_p},\ [s]\ \text{- cilindru;}$$

respectiv:

$$\Delta t_1 = \frac{q_p \cdot d_c}{2\lambda_p},\ [^0C]\ \text{- placă plană;}$$

$$\Delta t_1 = \frac{q_p \cdot R_{ech}}{2\lambda_p},\ [^0C]\ \text{- cilindru,}$$

relaţii în care:

a_p - difuzivitatea termică.

Temperaturile t_s,t_c, după timpul τ' vor fi:

- pentru placă plană:

$$t_s = 1{,}27 \cdot \Delta t_1 = 1{,}27\frac{q_p \cdot d_c}{2 \cdot \lambda_p}$$

$$t_c = 0{,}27 \cdot \Delta t_1 = 0{,}27\frac{q_p \cdot d_c}{2 \cdot \lambda_p}$$

- pentru echilibru:

$$t_s = 1{,}5 \cdot \Delta t_1 = 1{,}5\frac{q_p \cdot r_e}{2 \cdot \lambda_p}$$

$$t_c = 0{,}5 \cdot \Delta t_1 = 0{,}5\frac{q_p \cdot r_e}{2 \cdot \lambda_p}.$$

În intervalul de timp τ'' viteza de creştere a criteriului de temperatură va fi:

- pentru placă plană:

Scanned with OKEN Scanner

$$\frac{t'_{sp}-t_s}{\tau''}=\frac{\lambda_p\cdot d_c}{q_p\cdot a_p}\frac{t'_{sp}-t_s}{\tau''}=1$$

- pentru cilindru:

$$\frac{t'_{sp}-t_s}{\tau''}=\frac{\lambda_p\cdot r_e}{q_p\cdot a_p}\frac{t'_{sp}-t_s}{\tau''}=2$$

Obţinem:

- pentru placă plană:

$$\tau''=\frac{\lambda_p\cdot d_c}{q_p\cdot a_p}(t'_{sp}-t_s);$$

- pentru cilindru:

$$\tau''=\frac{\lambda_p\cdot r_e}{q_p\cdot a_p}\cdot\frac{t'_{sp}-t_s}{2}.$$

Timpul de încălzire τ_1 va fi:

$$\tau_1=\tau'+\tau''.$$

Temperatura la suprafaţa piesei (t'_{sp}) va fi (similar ca în cazul corpurilor subţiri):

$$t'_{sp}=100\cdot\sqrt[4]{\left(\frac{T_{cr}}{100}\right)^4-\frac{q_p}{C_{cp}}}-273.$$

Calculul timpului de încălzire τ_2(t_c=constant).

În acest caz, se aplică condiţiile la limită de gradul III şi din diagramele de variaţie caracteristice şi fig.2.50, obţinem:

- pentru placă plană:

$$\tau_2=\frac{d_c^2\cdot\tau_2}{a_p},\ [s]$$

- pentru cilindru:

$$\tau_2=\frac{r_e^2\cdot\tau_2}{a_p};\ [s]$$

Pentru ***egalizarea izotermică*** a temperaturii în masa semifabricatului (fig.2.49) realizată în timpul τ_2, astfel încât diferenţa de temperatură $t_f \le t_{fmax}$, se utilizează condiţia la limită de gradul I sau pentru o ***egalizare adiabatică*** se utilizează condiţia la limită de gradul II.

Notă: În cadrul "Îndrumarului de proiectare a cuptoarelor de încălzire" au fost redate detaliat etapele şi metodologia completă de calcul a proceselor de încălzire în diferite variante de lucru, precum şi calculul de verificare a regimului de încălzire în funcţie de caracteristicile fizico chimice ale semifabricatelor supuse procesului.

Scanned with OKEN Scanner

Menţionăm totodată realizarea în cadrul colectivului nostru a unei metodologii de proiectare asistată de calculator a ciclurilor termice de încălzire pentru deformarea plastică la cald a lingourilor, metodologie originală, de mare eficienţă economică.

2.6. Calculul pierderilor de căldură prin pereţii cuptoarelor industriale

Pierderile de căldură prin pereţii cuptoarelor industriale variază în limite largi, de la 5 - 30% din consumul total de căldură.

Aceste pierderi depind de:

- regimul de funcţionare al cuptorului (continuu sau periodic);
- temperaturile din cuptor şi din mediul înconjurător;
- dimensiunile cuptorului;
- construcţia pereţilor (grosime, material etc.);
- condiţiile de aşezare a cuptorului (hală închisă, hală deschisă, în aer liber etc.).

Regimul termic de funcţionare al cuptorului este determinat pentru metoda de calcul a pierderilor de căldură prin pereţii cuptorului.

Prin transferul căldurii de la sursa de căldură din cuptor către partea inferioară (spre incintă) a peretelui cuptorului, rezultă pierderi de căldură.

Aceste pierderi de căldură sunt:

- pierderi prin pereţi înspre mediul înconjurător;
- căldura înmagazinată în perete;
- pierderi datorate radiaţiei prin orificii.

Transferul de căldură prin perete se realizează în special prin conducţia termică.

Până când în perete nu există un gradient constant de temperatură, o parte din căldură rămâne în perete sub formă de căldură înmagazinată, iar o parte este cedată aerului de către suprafaţa exterioară a peretelui şi radiată mediului înconjurător sub formă de pierderi prin perete.

După ce peretele a fost încălzit complet, încetează înmagazinarea căldurii în perete şi pierderile de căldură se manifestă numai prin perete, de la interior spre exterior. Această stare reprezintă regimul stabilizat de temperatură, permanent sau staţionar.

Vom analiza în continuare pierderile de căldură prin pereţi în regim tranzitoriu (de încălzire) a cuptorului şi în regim staţionar, precum şi pierderile de căldură datorate radiaţiei prin deschideri.

Scanned with OKEN Scanner

2.6.1. Pierderile prin pereţi

Suprafaţa exterioară a pereţilor cuptoarelor industriale prezintă o temperatură mai ridicată decât a mediului ambiant.

Transferul de căldură cu mediul înconjurător se face prin convecţie şi cantitatea de căldură transmisă se poate calcula cu relaţia:

$$Q_c = S \cdot \alpha_p (t_p - t_a)\ ,\ [W/h]\ ,$$

în care:

S - suprafaţa exterioară a pereţilor, în m^2 ;

α_p - coeficient de transfer de căldură al peretelui, prin convecţie, în $W/m^2\ ^oC$;

t_p - temperatura peretelui, în ^oC ;

t_a - temperatura mediului ambiant, în ^oC .

Totodată are loc şi un schimb de căldură prin radiaţie, fapt ce conduce la mărirea pierderilor de căldură prin pereţi.

Pentru a pune în evidenţă contribuţia transmisiei prin radiaţie la pierderile de căldură prin pereţi se poate utiliza relaţia lui Heiligenstaedt:

$$q_p = \alpha_p (t_p - t_a),\ [W/m^2]$$

$$\alpha_p = a + bt_p ;$$

a, b - depind de poziţia pereţilor şi de emisivitatea acestora, în care:

- pentru pereţii verticali:

- pereţi din zidărie la exterior sau tablă (ε=0,08);

$$\alpha_p = 7{,}08 + 0{,}057t_p\ ,\ [W/m^2 \cdot ^o K]$$

- pereţi vopsiţi cu bronz de aluminiu (ε=0,5);

$$\alpha_p = 6{,}26 + 0{,}039t_p\ ,\ [W/m^2 \cdot ^o K]$$

- pentru pereţi orizontali:

- pereţi din zid sau din tablă (ε=0,8):

$$\alpha_p = 9{,}4 + 0{,}057t_p\ ,\ [W/m^2\ ^oK]$$

- pereţi vopsiţi cu bronz de aluminiu (ε=0,5):

$$\alpha_p = 8{,}58 + 0{,}039t_p\ ,\ [W/m^2\ ^oK]$$

t_p - temperatura peretelui, în ^oC ;

t_a - temperatura mediului ambiant, în ^oC .

Scanned with OKEN Scanner

2.6.1.1. Pierderi de căldură prin pereţii cuptoarelor cu regim termic staţionar de funcţionare

Transportul de căldură printr-un perete depinde de diferenţa de temperatură (t_1-t_2) între suprafaţa interioară şi cea exterioară, de grosimea (d) a peretelui şi de conductivitatea lui termică.

$$Q = S\frac{\lambda}{d}(t_1 - t_2), \ [W/h]$$

Valorile lui (λ) se dau în tabelele 2.20 şi 2.21, pentru materiale de construcţii, pentru pereţi şi materiale de umplutură izolatoare (masă de etanşare).

Să considerăm cazul unui perete compus (fig.2.51) alcătuit dintr un strat interior din material refractar (grosimea d_1) şi un strat exterior izolant (grosimea d_2).

Tabelul 2.20

Materialul	Densitatea [kg/m^3]	λ în W/m °C la o temperatură, în °C, de:						
		0	200	400	600	800	1080	1200
Cărămizi şamotă	1850	0.872	0.965	1.047	1.140	1.233	1.326	1.419
Cărămizi silică	1850	0.872	1.023	1.175	1.337	1.477	1.651	1.826
Silimonit	2400	1.710	1.640	1.582	1.535	1.512	1.489	1.465
Refractare uşor	775	0.174	0.209	0.244	0.291	0.337	0.384	-
Refractare uşor	1100	0.361	0.395	0.442	0.477	0.523	0.605	-
Silimonit uşor	1100	0.233	0.256	0.279	0.302	0.349	0.419	-
Izolant	450	0.087	0.109	0.130	0.150	0.172	-	-
Izolant	700	0.154	0.167	0.181	0.199	0.216	-	-
Izolant	900	0.174	0.188	0.200	0.214	0.228	-	-
Vermiculit	600	0.151	-	0.181	0.198	0.224	-	-
Aluminiu	2700	229.111	229.11	232.600	-	-	-	-
Fontă	7600	50.009	46.520	40.705	34.890	-	-	-
Oţel (1,3%C)	7850	45.357	45.357	38.379	34.890	-	-	-
Cupru	8930	387.279	372.160	360.530	348.900	-	-	-
Bronz	8500	111.648	133.745	145.375	151.190	-	-	-
Porţelan	2290	1.163		-	-	-	-	-
Cărămizi grafit	-	-	-	--	--	34.890	--	--

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.21.

Masă izolantă	Densitatea [kg/m^3]	λ în W/m °C la o temperatură medie, în °C, de:				
		0	100	200	300	400
Vermiculit	100	0,055	-	-	-	-
Diatomită	200	0,052	0,064	0,076	0,087	0,099
Vată minerală	130	0,033	0,047	0,062	0,077	-
Vată de sticlă	105	0,035	0,051	0,073	0,105	-
Azbest	380	0,110	0,119	-	-	-
Aftol cu strat de aer 10 mm	aproape 0	0,030	-	0,042	-	0,052
Aftol cu strat de aer 15 mm	aproape 0	0,037	-	0,058	-	0,074
Aftol cu strat de aer 20 mm	aproape 0	0,050	-	0,078	-	0,093
Aftol cu strat de aer 25 mm	aproape 0	0,063	-	0,093	-	0,112

Să considerăm cazul unui perete compus (fig.2.51) alcătuit dintr un strat interior din material refractar (grosimea d_1) şi un strat exterior izolant (grosimea d_2).

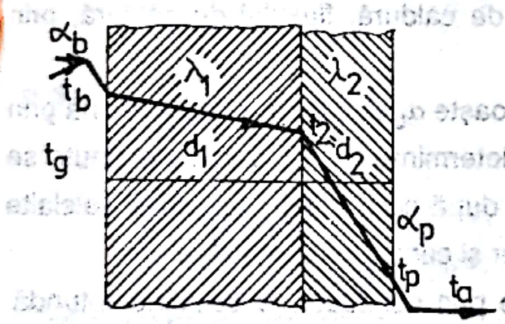


Figura 2.51

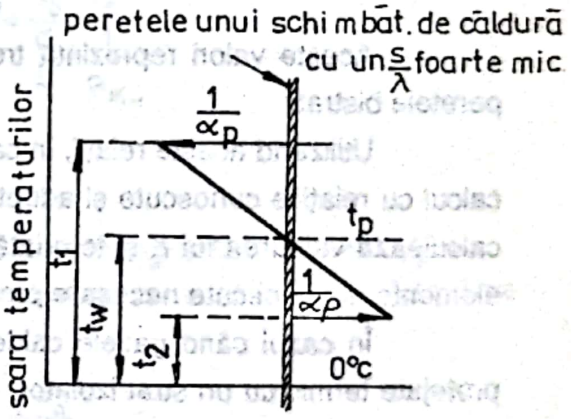


Figura 2.52

Transmisia cantităţii de căldură (Q) în regim staţionar este realizată prin convecţia şi radiaţia gazelor de ardere, către suprafaţa interioară a peretelui, iar de acolo mai departe, prin perete şi este cedată în afară prin peretele exterior.

$$Q = S \cdot K(t_g - t_a)$$

în care:

K - coeficient de transmisie a căldurii cu valoarea de:

Scanned with OKEN Scanner

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_b} + \frac{d}{\lambda_1} + \frac{d}{\lambda_2} + ... + \frac{1}{\alpha_p}}, \left[W / m^2 \cdot {}^o K\right]$$

În cazul peretelui subţire, pereţi la care: $\lambda >>> \lambda_b$ şi $\lambda >> \lambda_b$ obţinem:

$$K = \frac{\alpha_b \cdot \alpha_p}{\alpha_b + \alpha_p}, \left[W / m^2 \cdot {}^o K\right]$$

unde:

α_b - coeficient de transfer de căldură prin suprafaţa interioară a peretelui;

α_p - coeficient de transfer termic prin suprafaţa exterioară a peretelui.

Temperatura peretelui exterior se poate determina grafic prin intermediul figurii 2.52, pentru cazul pereţilor metalici subţiri (pereţi la care d/λ este foarte redus).

Totodată în cazul pereţilor din două straturi (fig.2.51) putem scrie:

$$Q = S \cdot \alpha_b (t_g - t_b);$$

$$Q = S \frac{\lambda_1}{d_1} (t_b - t_2);$$

$$Q = S \frac{\lambda_2}{d_2} (t_2 - t_p);$$

$$Q = S \cdot \alpha_p (t_p - t_a).$$

Aceste valori reprezintă trecerea cantităţii de căldură, fluxului de căldură, prin peretele bistrat.

Utilizând aceste relaţii, în cazul când se cunoaşte α_b sau se poate determina prin calcul cu relaţiile cunoscute şi adoptând t_p, putem determina α_p. Cu valorile obţinute se calculează valoarea lui K şi totodată valoarea lui Q, după care putem calcula şi celelalte elemente necunoscute necesare proiectării instalaţiilor şi cuptoarelor industriale.

În cazul când gazele calde sunt vehiculate prin conducte cu secţiune rotundă, protejate termic cu un strat izolator, coeficientul de transmisie K al tubului cu strat izolator este dat de relaţia:

$$K = \frac{1{,}1626 \cdot \pi}{\frac{1}{d_1 \cdot \alpha_b} + \frac{1{,}151}{\lambda_1} \log \frac{d_2}{d_1} + \frac{1{,}151}{\lambda_2} \log \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\alpha_p \cdot d_3}}, \left[W / m^2 \cdot {}^o K\right]$$

în care:

d_1 - diametrul interior al conductei;

d_2 - diametrul exterior al conductei, respectiv diametrul interior al izolaţiei;

d_3 - diametrul exterior al stratului izolant;

λ_1 - conductibilitatea termică a materialului conductei;

λ_2 - conductibilitatea termică a materialului izolant.

Scanned with OKEN Scanner

Ambele relaţii se pot scoate din ecuaţiile transferului termic conductiv pentru corpuri neomogene.

De remarcat că în marea majoritate a cazurilor de proiectare pentru calculul pierderilor de căldură prin pereţi se porneşte de la temperatura interioară a peretelui (t_b), deoarece este uşor de determinat.

Totodată se poate calcula şi pornind de la temperatura gazelor arse (t_g), temperatură ce, pentru valori mici ale raportului (K) al suprafeţelor, coincide - cu bună aproximaţie - cu temperatura (t_b) a peretelui.

În cazul unui perete dintr un singur material de grosime (d) putem scrie:

$$q = \frac{\lambda}{d}(t_b - t_p) = \alpha_p (t_p - t_a),$$

de unde:

$$t_p = \frac{\frac{\lambda}{d \cdot \alpha_p} t_b + t_a}{1 + \frac{\lambda}{d \cdot \alpha_p}};$$

$$q = \frac{\lambda}{d} t_b - \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\frac{\lambda}{d \cdot \alpha_p} t_p + t_a}{1 + \frac{\lambda}{d \cdot \alpha_p}} = \frac{t_b - t_a}{\frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_p}},$$

şi deci:

$$t_p = t_b - \frac{d}{\lambda} q.$$

În proiectare, aceste relaţii se utilizează: se adoptă (α_p) şi se determină (t_p).

În cazul pereţilor compuşi din mai multe straturi de material, în relaţia lui (K) se modifică raportul d/λ astfel:

$$\frac{d}{\lambda} = \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{d_3}{\lambda_3} + ... + \frac{d_n}{\lambda_n}$$

În cazurile când se cunosc conductivităţile (λ_1, λ_2, ...) şi grosimile (d_1, d_2, ...) a straturilor componente, precum şi coeficienţii de transfer (α_p), respectiv (α_b), ca şi temperaturile t_g şi t_a se poate determina prin metoda grafică temperatura unui perete compus (fig.2.53).

În calculele de proiectare trebuie să se ţină cont de faptul că în realitate nu avem de a face cu pereţi paraleli de suprafaţă foarte mare, ci, de corpuri goale de formă paralelipipedică sau cilindrică (fig.2.54 a şi b).

Scanned with OKEN Scanner

În punctele de intersecţie a pereţilor de grosime d se ia în calcul $\sqrt{2d}$, grosime mai mare ce favorizează, la trecerea căldurii prin perete, o pierdere mai redusă.

În punctele de întâlnire a trei pereţi, reducerea pierderilor de căldură este şi mai evidentă.

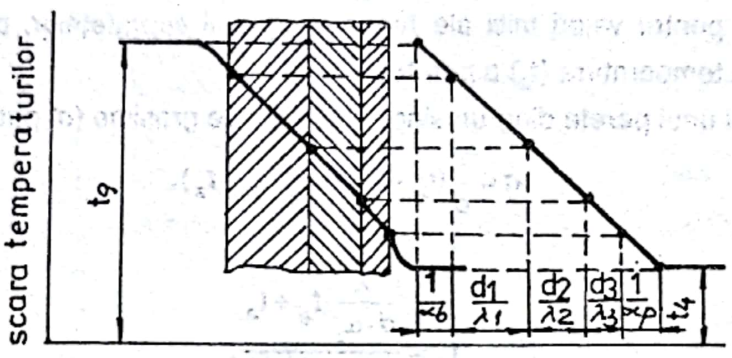


Figura 2.53

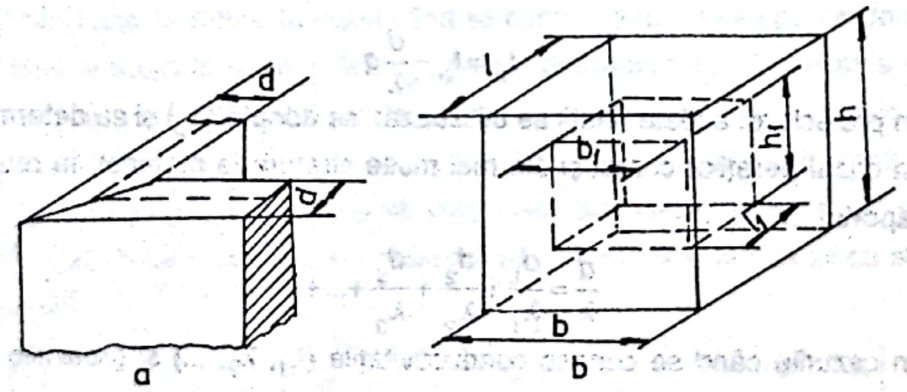


Figura 2.54 a,b

O metodă precisă de calcul a pierderilor de căldură se realizează prin înlocuirea valorilor h, b, şi l (fig.2.54 b) cu valorile $(h+h_1)/2$, $(b+b_1)/2$ şi $(l+l_1)/2$, în determinarea suprafeţelor de transfer de căldură.

Scanned with OKEN Scanner

În cazul pereţilor de tip cilindric, în cazul când $D_2/D_1<2$ (D_2 - diametrul exterior; D_1 -diametrul interior) se adoptă diametrul de calcul $(D_1+D_2)/2$.

2.6.1.2. Pierderi de căldură prin pereţi în cazul cuptoarelor cu funcţionare periodică

În cazul când este necesar un timp de încălzire a cuptoarelor industriale la temperatura de regim, în acest interval de timp, căldura se acumulează în pereţii cuptorului până când cuptorul intră în regim stabilizat.

Se poate considera că în cazul regimurilor staţionare, repartiţia temperaturii în cuptor este liniară (fig.2.55.a), spre deosebire de regimurile tranzitorii, când repartiţia temperaturilor este după o anumită curbă (fig.2.55.b).

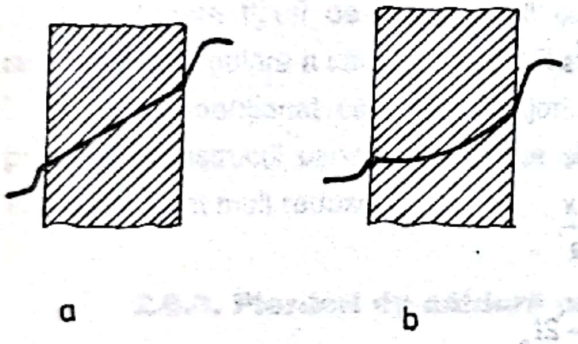


Figura 2.55

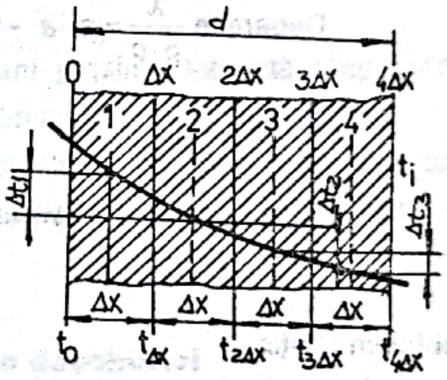


figura 2.56

Prin intermediul unei metode aproximative de calcul se poate determina repartiţia temperaturii într un perete de cuptor, în timpul perioadei tranzitorii şi deci căldura acumulată şi pierderile orare prin pereţi din momentul începerii încălzirii (fig.2.56). Peretele este împărţit în straturi de grosimi mici şi egale Δ_x .

Transferul de căldură de la un strat la altul pe unitatea de suprafaţă (1 m^2) este:

$$\Delta q = -\lambda \cdot \Delta\tau \frac{\Delta t_1}{\Delta x}, \left[J/m^2\right].$$

Din această cantitate, o parte se acumulează în stratul 2 crescând temperatura stratului cu Δt , iar o parte (Δq_2) se transferă stratului 3.

$$\Delta q_1 = -\Delta x \cdot \rho \cdot C \cdot \Delta t, \left[J/m^2\right],$$

în care:

Scanned with OKEN Scanner

ρ - densitatea materialului refractar, în kg/m^3 ;

c - căldura specifică a peretelui, în $J/kg\ ^oC$.

$$\Delta q_2 = -\lambda \cdot \Delta\tau \frac{\Delta t_2}{\Delta x}.$$

Deoarece $\Delta q = \Delta q_1 + \Delta q_2$, obţinem:

$$-\lambda \cdot \Delta\tau \frac{\Delta t_1}{\Delta x} = -\Delta x \cdot \rho \cdot c \cdot \Delta t - \lambda \cdot \Delta\tau \frac{\Delta t_2}{\Delta x};$$

$$\Delta t = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \cdot \frac{\Delta\tau}{\Delta x \cdot \Delta x}(\Delta t_1 - \Delta t_2);$$

$$\frac{\Delta t}{\Delta\tau} = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \cdot \frac{1}{\Delta^2 x}(\Delta t_1 - \Delta t_2)$$

Considerând t_1, t_2, t_3, ... : temperaturile straturilor, obţinem:

$$\Delta t_1 - \Delta t_2 + (t_1 - t_2) - (t_2 - t_3) = t_1 + t_3 - 2t_2 .$$

Deoarece $\frac{\lambda}{\rho \cdot c} = a$, a - fiind difuzibilitatea termică, obţinem:

$$\frac{\Delta t}{\Delta\tau} = \frac{a}{\Delta^2 x}(t_1 + t_3 - 2t_2).$$

Dacă considerăm ($\Delta\tau$) astfel încât:

$$\Delta\tau = \frac{\Delta^2 x}{2a}$$

obţinem relaţia:

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_3 - 2t_2}{2}.$$

sau:

$$\Delta t + t_2 = \frac{t_1 + t_3}{2}.$$

Relaţia obţinută ne arată că temperatura unui strat de grosimea (Δx) atinsă după un timp ($\Delta\tau$) este media aritmetică a temperaturilor straturilor imediat învecinate mai cald şi mai rece la începutul timpului ($\Delta\tau$).

De remarcat că, în cazul cuptoarelor industriale care nu fucnţionează decât 8-10 ore pe zi, nu se atinge starea de regim staţionar în pereţi, acumularea căldurii nefiind terminată la sfârşitul schimbului.

Scanned with OKEN Scanner

2.6.2. Pereţi tip construcţii uşoare

Pereţii construiţi din cărămidă (straturi refractare) şi material izolant într un singur strat sau două sau mai multe straturi, sunt avantajoşi în cazul cuptoarelor cu temperaturi mari de lucru.

În cazul cuptoarelor industriale de temperaturi joase este avantajos din punct de vedere constructiv ca pereţii să fie confecţionaţi din tablă metalică de grosimi de maximum 2-3 mm.

În cazul cuptoarelor complet metalice, pereţii se fac de preferinţă din tablă de grosime redusă, având pereţi dubli, pereţi umpluţi la interior cu vată de sticlă, cu vată minerală, praf de diatomită etc. Totodată ca izolant se poate utiliza folia de aluminiu.

Pentru ca pierderile de căldură prin radiaţii cu exteriorul să fie reduse, pe suprafaţa exterioară a peretelui se aplică lac de aluminiu ($\varepsilon = 0,4$) sau sunt confecţionate din aluminiu lucios.

Aceste tipuri de pereţi dubli cu material izolant prezintă totodată proprietăţi reduse de acumulare a căldurii, deci un randament mai bun a cuptorului industrial.

De menţionat că marea majoritate a cuptoarelor electrice se pot executa cu pereţi tip construcţii uşoare, deoarece şi pierderile de căldură prin pereţi (transfer cu exteriorul) sunt mult reduse.

2.6.3. Pierderi de căldură prin radiaţie la deschideri

Aceste pierderi de căldură, prin uşi incomplet închise şi guri de vizitare, se calculează utilizând cifra de emisivitate (c_1) a corpului absolut negru, corespunzător aleasă.

Putem considera următoarele valori pentru (c_1):

- în cazul uşilor deschise: $c = 5,23\ W/m^2K^4$;
- în cazul radiaţiei spre anticamere reci: $c = 4,65\ W/m^2K^4$;

În caz general avem:

$$Q_r = \xi_r C S_u \cdot \psi \cdot t_{id} \cdot 10^{-8} \cdot (T_1^4 - T_2^4),$$

în care:

S_u - suprafaţa uşii cuptorului, în m^2;

$\xi_r C$ - coeficientul de transfer termic prin radiaţie, în W/m^2K^4;

ψ - coeficient de diafragmare (fig.2.57);

T_1 - temperatura cuptorului, în ;

Scanned with OKEN Scanner

T_2 - temperatura mediului ambiant, în ;

t_{id} - timpul cât orificiul rămâne deschis.

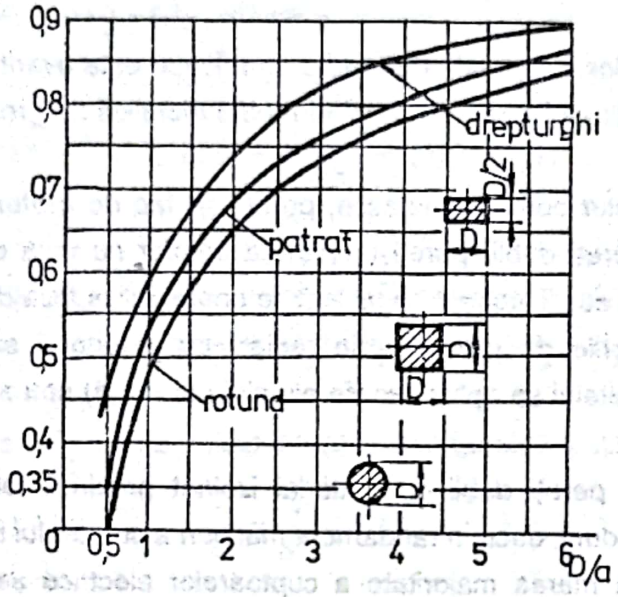


Figura 2.57 Variaţia coeficientului de diafragme în funcţie de raportul D/a;
D - dimensiunea deschiderii;
a - grosimea peretelui;

2.7. Determinarea bilanţului termic

Cunoaşterea consumului de căldură dintr un cuptor industrial prezintă un indice de proiectare de o deosebită importanţă, deoarece permite dimensionarea spaţiului de lucru, dimensionarea instalaţiilor de ardere şi de tiraj, precum şi dimensionarea constructivă a recuperatoarelor de căldură. Totodată prin determinarea consumului de căldură se determină şi consumul de combustibil şi energie electrică a cuptoarelor.

Determinarea consumului de căldură se poate face prin metoda analitică a bilanţului termic sau prin intermediul consumurilor specifice realizate în cuptoarele ndustriale similare.

Bilanţul termic, formă particulară a bilanţului energetic, ne dă modul în care se mparte căldura de ardere a combustibililor în diverse scopuri.

Bilanţul termic se alcătuieşte pe baza primului principiu al termodinammicii principiul conservării energiei):

Scanned with OKEN Scanner

$$Q_i = Q_c$$

în care:

Q_i - cantitatea totală de căldură introdusă în cuptor, în kJ/h;

Q_c - cantitatea totală de căldură consumată în cuptor, în kJ/h.

Cantitatea totală de căldură introdusă în cuptor (instalaţie), energia introdusă, este dată de căldura ce este cuprinsă în combustibilul utilizat şi care în timpul arderii se eliberează total (ardere completă) sau parţial (ardere incompletă).

Această energie introdusă în cuptor este purtată de gazele de ardere şi nu este cedată total în incinta de lucru (fig.2.58).

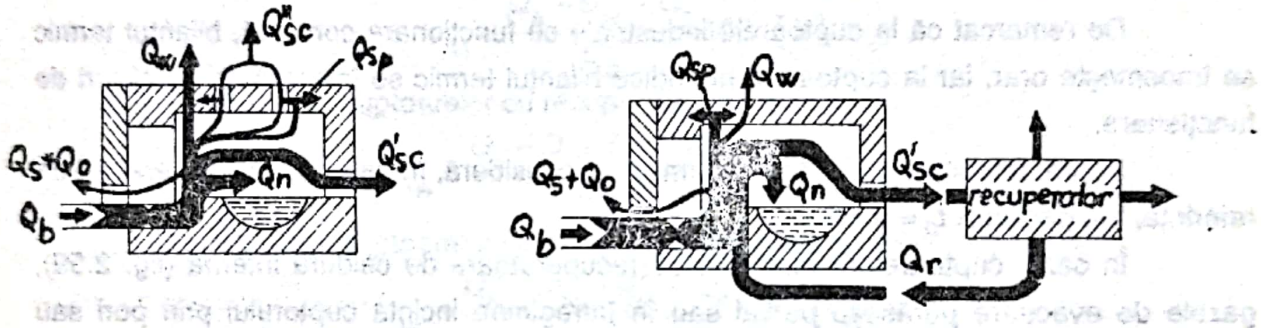


Figura 2.58 **a - cuptor fără recuperator**
b - cuptor cu recuperator

În cazul cuptoarelor industriale fără recuperatoare (fig. 2.58.a), bilanţul termic are următoarea expresie de calcul:

$$Q_b = Q_c + Q_s + Q_{tp} + Q_p + Q_a + Q_{sc}$$

în care:

Q_b - cantitatea totală de căldură introdusă în cuptor eliberată de arderea combustibilului;

Q_c - cantitatea de căldură pierdută prin guri de vizitare, uşi, etc. (scăpări de flăcări);

Q_s - cantitatea de căldură pierdută prin uşi parţial deschise sau prin orificiile de evacuare a gazelor arse;

Q_a - cantitatea de căldură înmagazinată de pereţii cuptorului;

Q_{tp} - cantitatea de căldură transferată prin pereţi mediului înconjurător;

Scanned with OKEN Scanner

Q_p - cantitatea de căldură utilă procesului, înmagazinată în piesele supuse tratamentului termic;

Q_{sc} - cantitatea de căldură pierdută în gazele de evacuare (pierderile la coş).

În ecuaţia bilanţului termic mai pot apărea o serie de cantităţi de căldură consumate funcţie de necesităţile procesului tehnologic.

În cazul cuptoarelor industriale prevăzute cu instalaţii de recuperare a căldurii din gazele arse (fig. 2.58.b), ecuaţia bilanţului termic are expresia:

$$Q_b + Q_r = Q_c + Q_s + Q_{tp} + Q_p + Q_a + Q_{sc}$$

în care:

Q_r - cantitatea de căldură recuperată, din gazele arse, în recuperator şi reintrodusă în cuptor.

De remarcat că la cuptoarele industriale cu funcţionare continuă, bilanţul termic se întocmeşte orar, iar la cuptoarele periodice bilanţul termic se întocmeşte pe cicluri de funcţionare.

Pentru întocmirea bilanţurilor termice se consideră, în genere, ca temperatură de referinţă, temperatura $t_0 = 0\ ^oC$.

În cazul cuptoarelor industriale cu recuperatoare de căldură internă (fig. 2.59), gazele de evacuare părăsesc parţial sau în întregimne incinta cuptorului prin pori sau canale capilare din pereţi (neexistând coş de evacuare) la o temperatură mai joasă decât aceea a gazelor ce ar fi fost evacuate prin coş în cazul soluţiei constructive clasice.

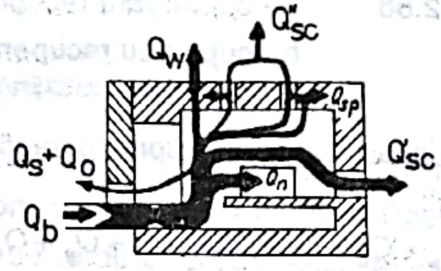


Fig.2.59

$$Q_b = Q_c + Q_s + Q_{tp} + Q_p + Q_a + Q'_{sc} + Q''_{sc},$$

în care:

$$Q_{sc} = Q'_{sc} + Q''_{sc},$$

Scanned with OKEN Scanner

2.7.1. Randamentul arderii combustibililor

Pentru calcularea randamentului arderii se utilizează al doilea principiu al termodinamicii (transferul de căldură nu poate avea loc decât de la un corp cu o temperatură mai ridicată spre unul cu temperatură mai joasă).

Randamentul arderii (η_{th}) este ridicat când temperatura gazelor ce se formează este ridicată şi când temperatura de evacuare a gazelor este scăzută.

Prin randamentul arderii determinăm partea din cantitatea de căldură introdusă în cuptor ce reprezintă cantitatea de căldură utilă.

- Pentru cazul cuptorului din fig. 2.58.a, cuptorul obişnuit:

$$\eta_{th} = \frac{Q_b - Q_{sc} - Q_c}{Q_b} 100, \ [\%]$$

- Pentru cazul cuptoarelor cu recuperator (fig. 2.58.b):

$$\eta_{th} = \frac{Q_b - Q_r - Q_{sc} - Q_c}{Q_b} 100, \ [\%];$$

- Pentru cazul cuptoarelor cu recuperare internă (fig.2.59):

$$\eta_{th} = \frac{Q_b - Q'_{sc} - Q''_{sc} - Q_c}{Q_b} 100, \ [\%].$$

Pentru uşurarea calculelor randamentelor termice a arderii, cantităţile de căldură se înlocuiesc cu conţinutul de căldură (entalpia) a 1 m^3N gaze evacuate şi se consideră cuptorul perfect etanş.

În acest caz (cuptorul din fig. 2.58.a), $Q_b = i_1$, i_1 reprezentând conţinutul de căldură a 1 m^3N gaze arse raportate la căldura de ardere a combustibilului, adică:

$$i_b = \frac{H_i}{V_n}$$

Relaţia randamentului devine:

$$\eta_{th} = \frac{i_b - i_{sc}}{i_b} 100, \ [\%]$$

în care:

i_b - entalpia gazelor arse la intrarea în cuptor, [KJ/m^3N];

i_{sc} - entalpia gazelor arse evacuate la coş, [KJ/m^3N]

În cazul când o parte (x) din totalul gazelor arse este evaucat prin neetanşeităţi sau guri de vizitare atunci:

$$Q_0 = x\, i_0$$

Scanned with OKEN Scanner

în care:

i_0 - conţinutul de căldură a 1 m^3N gaz ars, la temperatura de ieşire prin orificii.

- Pentru cazul cuptorului obişnuit:

$$\eta_{th} = \left[1 - \frac{(1-x)i_{sc}}{i_b} - \frac{xi_0}{i_b}\right] 100, \quad [\%]$$

în cazul când $i_2 = i_0$:

$$\eta_{th} = \left(1 - \frac{i_{sc}}{i_b}\right) 100, \quad [\%]$$

- Pentru cazul cuptorului cu recuperator:

$$\eta_{th} = \left[1 + \frac{i_r}{i_b} - \frac{(1-x)i_{sc}}{i_b} - \frac{x \cdot i_0}{i_b}\right] 100, \quad [\%]$$

- Pentru cazul cuptoarelor cu recuperator intern:

$$\eta_{th} = \left[1 - \frac{(1-x-y)i'_{sc}}{i_b} - y \cdot \frac{i''_{sc}}{i_b} - \frac{x \cdot i_0}{i_b}\right] 100, \quad [\%]$$

2.7.2. Randamentul cuptorului

Prin randament al cuptorului (η_c) se defineşte raportul dintre cantitatea de căldură, din căldura totală, cedată în interiorul cuptorului, care este preluată de piesele supuse procesului de încălzire şi cantitatea totală de căldură.

Căldura toală cedată de gaze în momentul intrării în cuptor până la ieşirea din acesta este dată de relaţia:

$$Q_{tg} = B \cdot V_r (i_b - i_{sc}), \quad [KJ]$$

în care:

B - cantitatea de combustibil consumată, în [kg, m^3N].

Căldura utilă necesară pentru încălzirea unei cantităţi în kg de piese este:

$$Q_u = m \cdot q = m \cdot c_{pm} \cdot (t_2 - t_1), \quad [KJ]$$

în care:

q - cantitatea de căldură, în ;

m - masa pieselor, în ;

C_{pm} - căldura specifică medie în intervalul de temperaturi dat.

Randamentul cuptorului (randamentul de utilizare al căldurii) este dat de relaţia:

$$\eta_c = \frac{m \cdot q}{B \cdot V_r (i_b - i_{sc})} 100 = \frac{m \cdot c_{pm} (t_2 - t_1)}{B \cdot V_r (i_b - i_{sc})} 100, \quad [\%]$$

în care:

Scanned with OKEN Scanner

t_1 - temperatura inițială a pieselor, în ^oC;

t_2 - temperatura finală a pieselor, în ^oC;

i_b - conținutul de căldură al unui m^3N de gaze, imediat după ardere;

i_{sc} - conținutul de căldură al unui m^3N de gaze, la ieșirea din cuptor.

- În cazul cuptoarelor cu recuperatoare, randamentul este:

$$\eta_c = \frac{m \cdot q}{B \cdot V_r (i_b + i_r - i_{sc})} 100, \ [\%]$$

- În cazul cuptoarelor cu recuperare internă, randamentul este:

$$\eta_c = \frac{m \cdot q}{B \cdot V_r (i_b - i'_{sc} - i''_{sc})} 100, \ [\%]$$

2.7.3. Randamentul global al cuptorului

Prin randament global se înțelege produsul dintre randamentul arderii și randamentul cuptorului:

$$\eta_g = \eta_{th} \cdot \eta_c$$

sau:

$$\eta_g = \frac{m \cdot q}{B \cdot V_r \cdot i_b} 100 = \frac{m \cdot q}{B \cdot H_i} 100 = \frac{m \cdot c_{pm} (t_2 - t_1)}{B \cdot H_i} 100, \ [\%].$$

2.7.4. Cantitatea de combustibil consumată

Această cantitate (B) se determină prin intermediul relației randamentului global:

$$B = \frac{m \cdot q}{H_i} = \frac{m \cdot c_{pm} (t_2 - t_1)}{H_i}, \ [kg / m^3 N].$$

Pentru calculul consumului de combustibil dintr-un cuptor industrial se întâlnesc două etape, și anume:

a. ***Perioada de încălzire a cuptorului gol:***

$$Q_b = B_a \cdot H_i$$

Dacă în această perioadă cuptorul este etanș, rezultă că:

$$Q_o = 0, \quad Q_s = 0$$

b. ***Perioada de regim (de menținere a temperaturii constante a cuptorului)***

În acest caz putem considera în relația bilanțului termic:

$$Q_p = 0, \quad Q_a = 0, \quad Q_o = 0$$

Consumul de combustibil va fi dat de relația:

Scanned with OKEN Scanner

$$B = \frac{Q_p}{\eta_{th} \cdot H_i};\ \left[kg/h;\ m^3N/h\right]$$

2.7.5. Recuperarea căldurii prin preîncălzire

Pentru a determina avantajele preîncălzirii combustibililor se porneşte de la relaţia randamentului arderii în cazul cuptoarelor cu recuperator şi fără recuperator:

$$\eta_{th} = \left(1 + \frac{i_r}{i_b} - \frac{i_{sc}}{i_b}\right) \cdot 100,\ [\%]$$

$$\eta_{th} = \left(1 - \frac{i_{sc}}{i_b}\right) \cdot 100,\ [\%]$$

Mărimea randamentului arderii în cazul utilizării recuperatoarelor este dată de raportul i_r/i_i.

Cunoaştem că pentru preîncălzirea aerului la $t_1[^oC]$ avem relaţia:

$$i_r \cdot H_i = i_b \cdot n \cdot V_{at} \cdot t_b \cdot c_{pm}$$

$$\frac{i_r}{i_b} = \frac{nV_{at} \cdot t_b \cdot C_{pm}}{H_i},$$

în care:

C_{pm} - căldura specifică medie la $t_b[^oC]$.

În cazul preîncălzirii gazului la $t_g[^oC]$:

$$\frac{i_r}{i_b} = \frac{t_g \cdot C_{pm}}{H_i},$$

Rentabilitatea utilizării preîncălzirii combustibililor se determină prin calcularea economicităţii combustibililor, la cuptorul cu recuperator faţă de cuptorul fără recuperator:

$$Q_b + Q_r = Q_s + Q_b + Q_p + Q_a + Q'_{sc}$$

Dacă $Q_o = 0$, atunci consumul de combustibil pe oră va fi:

$$B = \frac{Q_b}{H_i},\ \left[kg/h;\ m^3N/h\right]$$

Deci:

$$Q_b + Q_r - Q_{sc} = B(H_i + i_r - i_{sc}) = Q_s + Q_{tp} + Q_a$$

în care:

$$B = \frac{Q_s + Q_p + Q_{tp} + Q_a}{H_i + i_r - i_{sc}}.$$

Pentru cuptor fără recuperator:

Scanned with OKEN Scanner

$$B' = \frac{Q_s + Q_{tp} + Q_p + Q_a}{H_l - i_{sc}}.$$

Economia realizată prin preîncălzire:

$$\Delta B = B' - B = B(1 - \frac{H_l - i_{sc}}{H_l - i_{sc} + i_r}), \ [kg/m^3N]$$

2.7.6. Bilanţul termic şi randamentul cuptoarelor electrice cu rezistori

Metodologia de calcul este similară cu cea utilizată la cuptoarele cu combustie (cap.2.7 - 2.7.5.) cu specificaţia că acestea se întocmesc pentru un ciclu de încălzire.

Bilanţul termic se întocmeşte pe baza principiului conservării energiei:

$$Q_i = Q_c$$

în care:

$$Q_c = Q_u + Q_a + Q_p$$

unde:

Q_u - cantitatea de căldură utilă, necesară încălzirii pieselor;

Q_a - cantitatea de căldură necesară pentru încălzirea pieselor auxiliare (coşuri, dispozitive etc.);

Q_p - cantitatea de căldură pierdută într-un ciclu.

Q_u şi Q_a se determină conform metodologiei prezentate în capitolul 2.5, iar Q_p se determină cu relaţia:

$$Q_p = K_t(\phi_i \cdot t_i + \phi_m \cdot t_m + \phi_r \cdot t_r + Q_r)$$

în care:

K_i - coeficient de pierderi termice (neetanşeităţi, scurt circuite termice, etc.);

ϕ_i, ϕ_m, ϕ_r - fluxurile termice din pereţii cuptorului în perioadele de încălzire (t_i), menţinere (t_m) şi răcire (t_r);

Q_r - cantitatea de căldură pierdută prin radiaţie (determinată conform metodologiei din cap. 2.6.3).

Cantitatea de căldură necesară încălzirii cuptorului (Q_i) este:

$$Q_i = Q_u + Q_a + K_i(\phi_i \cdot t_i + \phi_r \cdot t_r + Q_r)$$

Decl:

$$Q_i = Q_c - K_t \phi_m \cdot t_m$$

Randamentul termic (η_t) va fi:

Scanned with OKEN Scanner

$$\eta_t = \frac{Q_u}{Q_c} 100, \ [\%].$$

Puterea cuptorului:

$$P = \frac{Q_l}{t_l}$$

Puterea instalată a cuptorului:

$$P_i = K_s \cdot P, \ [W]$$

în care:

K_s- coeficient de siguranţă, cu valori cuprinse între 1,2 şi 1,5.

2.8. Exploatarea cuptoarelor industriale

2.8.1. Aerul fals

În timpul funcţionării cuptoarelor, apariţia "aerului fals" reprezintă un dezavantaj deosebit deoarece:

- scade randamentul global al cuptorului, datorită măririi cantităţii de aer;
- se schimbă compoziţia gazelor de ardere evacuate;
- se micşorează transferul de căldură util către piesa de încălzit;
- produce o mare variaţie de temperatură în incinta cuptorului.

Prin introducerea de aer fals se micşorează totodată presiunile parţiale ale componenţilor radianţi din gazele de ardere (CO_2 şi vapori de apă), ceea ce conduce la micşorarea cantităţii de căldură cedată de acestea prin radiaţie deci micşorează considerabil productivitatea cuptorului prin mărirea duratei de încălzire.

Totodată pătrunderea de aer fals în incinta cuptorului prin uşi neetanşe, fisuri, etc., produce creşterea cantităţii de material ars datorită oxidării mărite.

Pentru evitarea pătrunderii de aer fals este necesar ca linia de presiune zero să fie cât mai joasă posibil, necreându-se astfel depresiuni în cuptoarele industriale.

2.8.2. Atmosfera cuptorului

Este de dorit, când este posibil, în cazul cuptoarelor de tratamente termice în special, ca atmosfera cuptorului să nu fie oxidantă, ci să fie o atmosferă de protecţie. Totodată se utilizează cu succes vidul industrial care reprezintă mijlocul ideal de protecţie a încărcăturii în timpul procesului de încălzire, conducând totodată la ridicarea caracteristicilor tehnice ale cuptorului.

Scanned with OKEN Scanner

Gazul de protecţie, în cazul utilizării atmosferelor de protecţie, trebuie să realizeze în cuptor o atmosferă neutră sau reducătoare.

De exemplu, pentru executarea unui tratament termic fără oxidare şi decarburare superficială, în cuptor este necesar să se asigure o atmosferă în care raportul diferiţilor componenţi gazoşi să fie în limite precise, în funcţie de temperatura cuptorului (fig. 2.60).

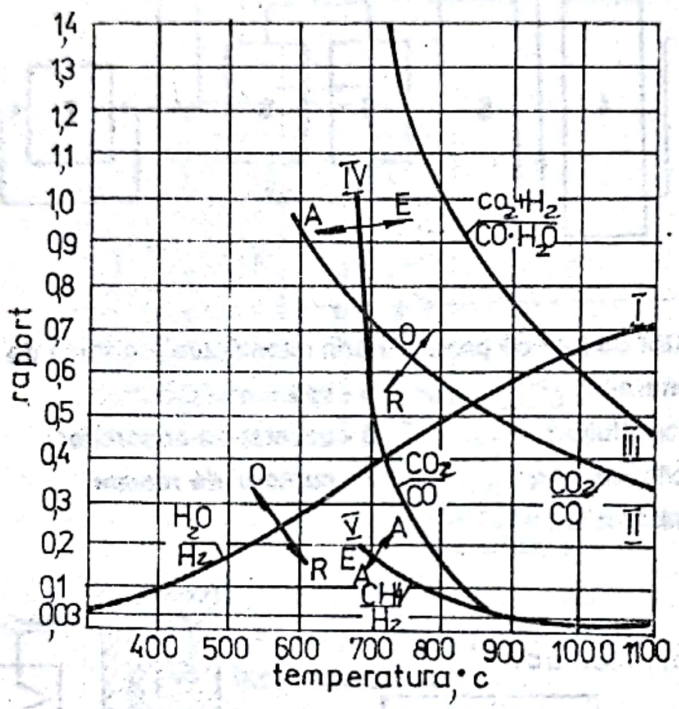


Fig.2.60

După cum rezultă din această diagramă, deplasările concentraţiilor componenţilor gazoşi în diferite direcţii, produc schimbarea atmosferei cuptoarelor industriale în sensul transformării acesteia în oxidantă (0), reducătoare (R), carburantă (A) şi eventual decarburantă (E).

În anumite cazuri nu este necesară introducerea de gaze protectoare în cuptor, acestea formându-se direct prin oxidarea incompletă a gazelor de ardere.

Incinta cuptoarelor industriale ce lucrează cu atmosferă controlată este de construcţie specială şi eventual, cu posibilităţi de producere a gazului de protecţie direct în cuptor (generatoare mici şi medii de gaz).

În marea majoritate a cazurilor, însă, gazele de protecţie se produc în instalaţii speciale şi apoi sunt introduse în incintele de lucru.

Scanned with OKEN Scanner

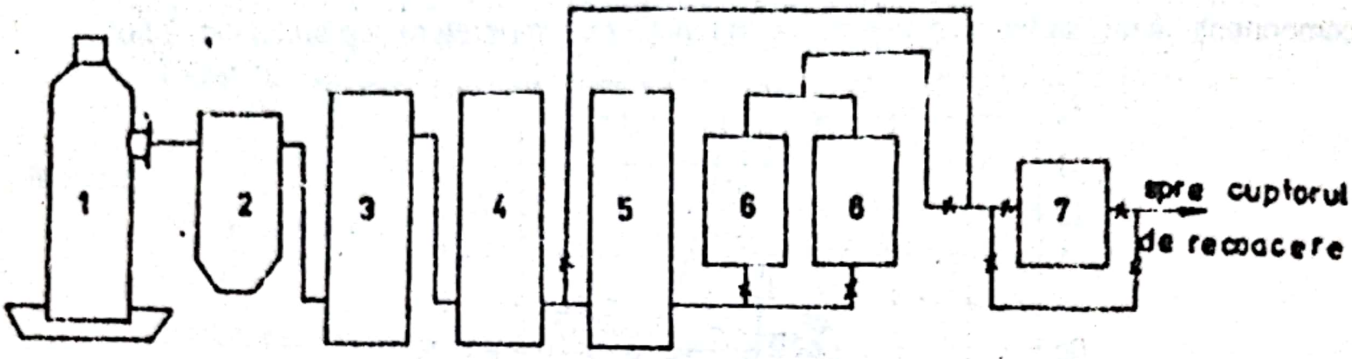


Fig.2.61. Generator de gaz de protecție prin gazeificare (cărbune de lemn):

1 - generator;
2 - desprăfuitor;
3 - răcitor de aer;
4 - curățător fin;
5 - spălătorul CO_2;
6 - uscător de absorbție;
7 - cuptorul de reacție.

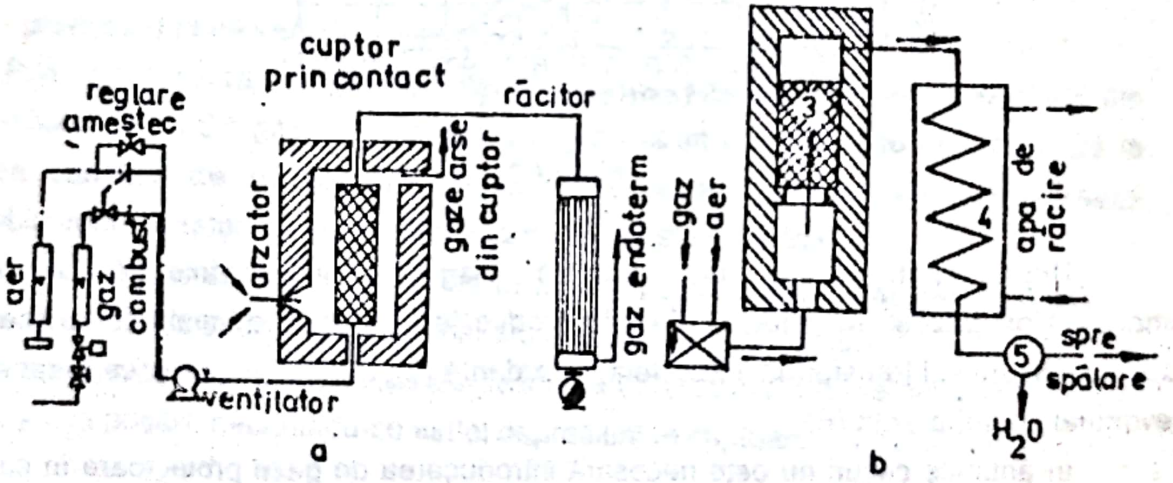


Fig.2.62. Generator de gaz de protecție prin ardere exotermă incompletă (b) și prin ardere endotermă incompletă (a):

1 - ventilator;
2 - arzător;
3 - regenerator;
4 - schimbător de căldură;
5 - pompă de circulație.

Scanned with OKEN Scanner

O instalaţie de gazeificare ce utilizează ca materie primă cărbunele de lemn este redată în figura 2.61.

Principalele tipuri constructive de instalaţii de producere a gazelor de protecţie din combustibili lichizi şi gazoşi sunt:

- generatoare de gaz de protecţie prin ardere incompletă endotermă sau exotermă (fig. 2.62).

- generatoare de gaz de protecţie prin cracarea amoniacului (fig.2.63).

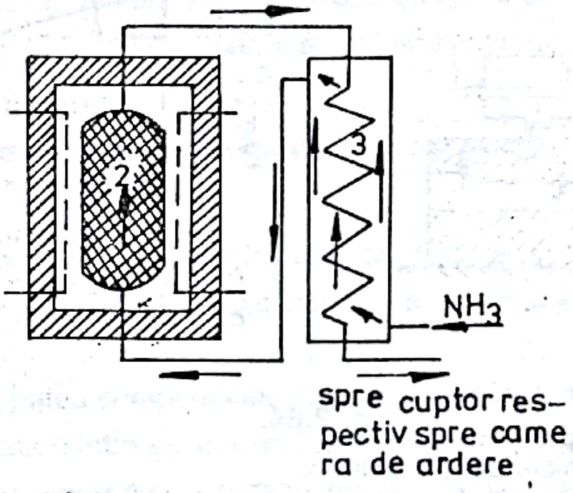


Fig.2.63. Generator de gaz de protecţie prin cracarea amoniacului:

1 - încălzitor;

2 - catalizator;

3 - schimbător de căldură.

2.8.3. Uniformizarea temperaturii în incinta cuptoarelor industriale

Uniformitatea temperaturii în incinta cuptoarelor este de o deosebită importanţă, deoarece neuniformitatea acesteia duce la apariţia de tensiuni termice în masa metalului supus încălzirii.

Principalele posibilităţi de uniformizare a temperaturii în cuptoarele industriale sunt:

- ***utilizarea muflelor*** care este avantajoasă în cazul temperaturilor de lucru de peste 800° *C*;

- ***amestecarea gradată*** *a aerului de ardere cu combustibilul* conduce la lungirea flăcării de ardere şi la scăderea temperaturii acesteia;

Scanned with OKEN Scanner

- ***admisia dirijată a aerului de ardere***, figura 2.64 (aerul necesar procesului de ardere se introduce o parte în arzător, iar restul prin orificii speciale direct în spaţiul cuptorului);

- ***amplasarea de arzătoare decalate pe secţiunea cuptorului*** (figura 2.65);

- ***amplasarea tangenţială a arzătoarelor***, figura 2.66 (utilizate la cuptoare cilindrice cu creuzet prevăzute cu oficii de evacuare a gazelor la partea inferioară);

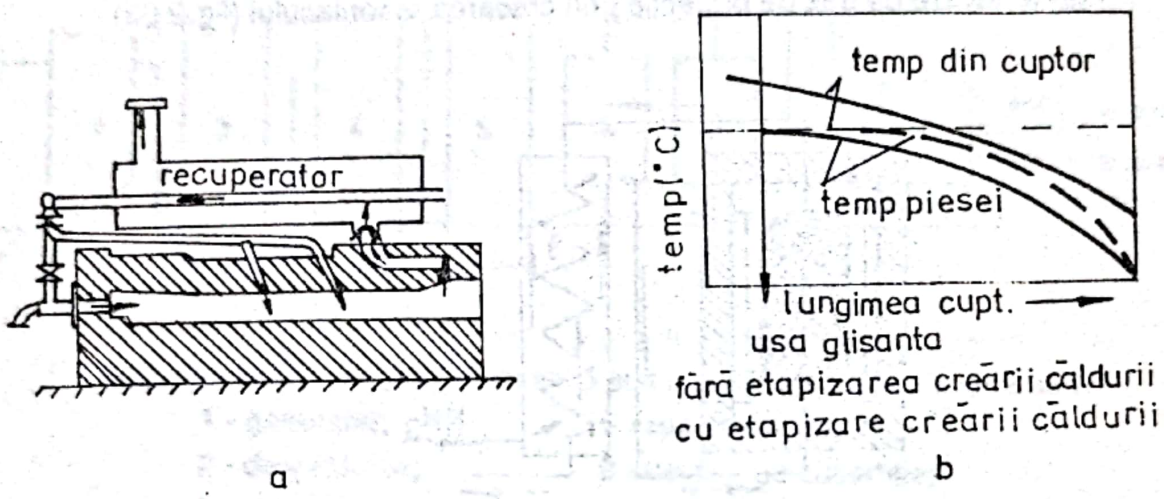


Fig. 2.64.

a - cuptor cu admisie de aer dirijată;

b - corectarea uniformităţii temperaturii prin ardere treptată (după Senfter).

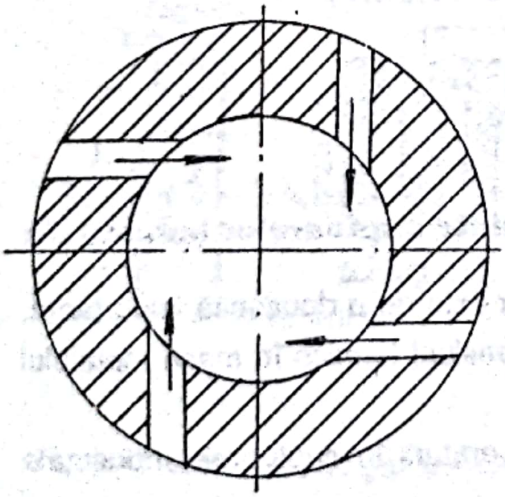


Fig. 2.65.

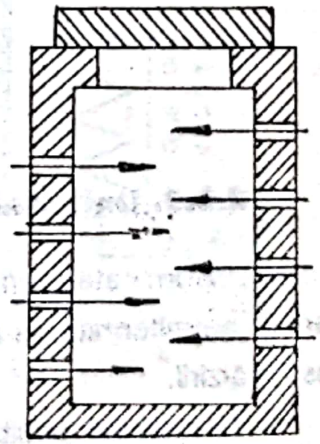


Fig. 2.66.

- ***utilizarea de ventilatoare*** (în cazul cuptoarelor electrice cu rezistori).

Scanned with OKEN Scanner

Pentru o utilizare optimă în exploatare a cuptoarelor industriale care să conducă concomitent la obţinerea de cicluri de încălzire optime şi un consum redus de energie este necesar să se aplice metodologia "TO KNOW HOW", metodologie originală pusă la punct de şcoala tehnică ieşeană (dr.ing. Adr. Dima şi dr. ing. Gh. Coman) bazată pe principiile caracteristice (figura 2.67):

- from what
- with what
- for what

Urmărindu-se factorii şi variaţia acestora şi intervenind pentru modificarea lor, putem realiza optimizarea în exploatare a cuptoarelor industriale.

2.9. Comparaţie între încălzirea cu combustibili diverşi şi încălzirea electrică

Pentru producerea energiei termice necesare pentru realizarea ciclurilor de încălzire în cuptoarele industriale se pot utiliza atât combustibili clasici, cât şi energia electrică.

Pentru a putea compara cele două tipuri de încălziri (cu combustibili şi electrică) sau diverşi combustibili între ei, apelăm la ecuaţia generală a bilanţului termic.

Pentru cuptoare cu combustie, ecuaţia de bilanţ este:

$$Q_b + Q_r = Q_0 + Q_s + Q_{tp} + Q_p + Q_a + Q_{sc},$$

în care:

Q_b - cantitatea de căldură introdusă în cuptor prin arderea unui combustibil;

Q_r - cantitatea de căldură a curentului de aer de ardere preâncălzit;

Q_0- cantitatea de căldură consumată prin "scăpări de flăcări" (uşi incorect închise, guri de vizitare etc.);

Q_s- cantitatea de căldură consumată prin scăpări (uşi incomplet închise etc.);

Q_a- cantitatea de căldură înmagazinată în pereţi;

Q_{tp}- cantitatea de căldură transmisă prin pereţi mediului;

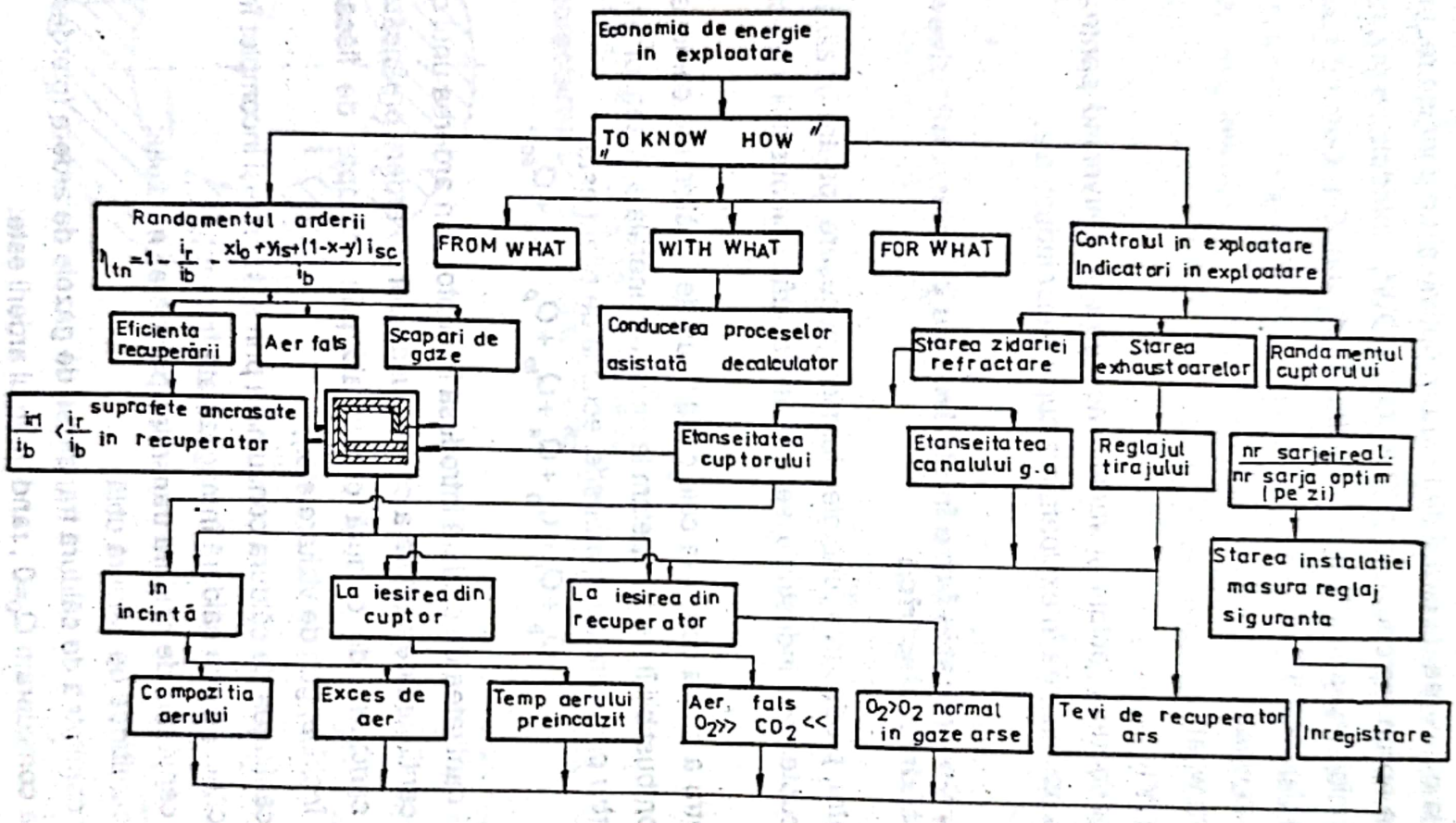
Q_p- cantitatea de căldură utilă;

Q_{sc}- cantitatea de căldură transmisă de gazele de ardere (pierderi la coş).

Dacă considerăm Q_0=0 , randamentul arderii este:

$$\eta_{th} = \frac{Q_b + Q_r - Q_{sc}}{Q_b} 100[\%] = \frac{Q_s + Q_a + Q_{tp} + Q_p}{Q_b} 100[\%]$$

Scanned with OKEN Scanner


Economia de energie in exploatare
TO KNOW HOW
Randamentul arderii
FROM WHAT
WITH WHAT
FOR WHAT
Controlul in exploatare Indicatori in exploatare
Eficienta recuperării
Aer fals
Scapari de gaze
Conducerea proceselor asistată decalculator
Starea zidariei refractare
Starea exhaustoarelor
Randamentul cuptorului
suprafete ancrasate in recuperator
Etanseitatea cuptorului
Etanseitatea canalului g.a
Reglajul tirajului
nr sarjeireal. / nr sarja optim (pe zi)
Starea instalatiei masura reglaj siguranta
In incintă
La iesirea din cuptor
La iesirea din recuperator
Compozitia aerului
Exces de aer
Temp aerului preincalzit
Aer fals
normal in gaze arse
Tevi de recuperator ars
Inregistrare

Consumul de căldură B_1 dintr-un combustibil în raport cu consumul B_2 din alt combustibil se poate scrie:

$$\frac{B_2}{B_1} = \frac{H_{i1} \cdot \eta_{th1}}{H_{i2} \cdot \eta_{th2}}$$

În cazul cuptoarelor electrice în calculul bilanţului energetic intră energia electrică transformată în căldură (Q_c)în loc de Q_b+Q_r . Totodată în relaţie dispar pierderile prin flăcări şi prin gaze evacuate.

Ecuaţia bilanţului energetic (în cazul cuptoarelor cu rezistenţe) devine:

$$Q_c = Q_s + Q_{tp} + Q_p + Q_a$$

şi:

$$\eta_{th} = \frac{Q_s + Q_{tp} + Q_p + Q_a}{Q_c} 100, [\%]$$

Introducând în formula raportului de consum, obţinem:

$$\frac{E}{B_1} = \frac{H_i \cdot \eta_{th}}{860}; \; 1KWh = 860kcal$$

Compararea consumului de combustibil cu consumul de energie electrică nu trebuie făcută simplist, ci trebuie făcută ţinând cont şi de următorii factori:

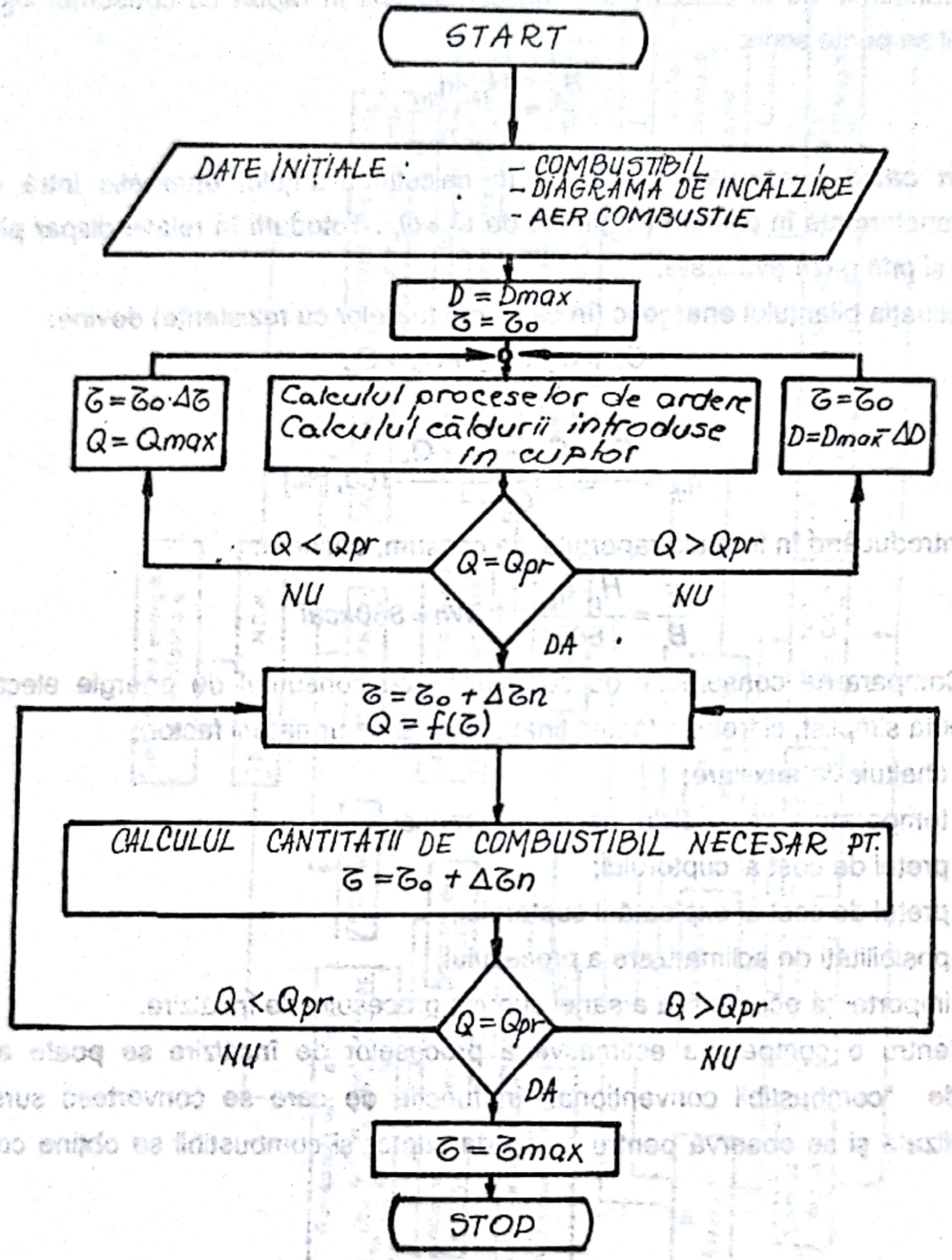
- cheltuielile auxiliare;
- temperatura de încălzire necesară produsului;
- preţul de cost al cuptorului;
- preţul de cost al exploatării cuptorului;
- posibilităţi de aclimatizare a procesului;
- importanţa economică a şarjei supuse procesului de încălzire.

Pentru o comparaţie estimativă a proceselor de încălzire se poate apela la noţiunea de "combustibil convenţional" în funcţie de care se convertesc sursele de energie utilizată şi se observă pentru ce tip de cuptor şi combustibil se obţine consumul minim.

2.10. Proiectarea asistată de calculator a proceselor de ardere a combustibilor gazoşi

Proiectarea cuptoarelor industriale cu combustie necesită determinarea analitică a proceselor de ardere pentru a se evalua atât necesarul de combustibil şi aer de combustie pentru un anumit proces termic de încălzire (diagrama de încălzire a şarjei), cât şi volumul şi compoziţia gazelor de ardere rezultate, funcţie de care, alături de volumul şarjei, se dimensionează volumul interior al cuptorului (schema bloc II-III).

Scanned with OKEN Scanner



Schema bloc II - III

Determinarea volumului teoretic de aer (oxigen) necesar pentru un proces optimal de ardere precum şi evaluarea calitativă şi cantitativă a rezultatului procesului de ardere (compoziţia gazelor de ardere, volumul şi densitatea acestora, cantitatea de căldură dezvoltată în incinta cuptorului) sunt exemplificate (pentru gaze naturale de compoziţie dată) în "Program III" şi listingul dezvoltat pe microcalculatorul CORAL.

Optimizarea proceselor de ardere poate fi obţinută prin calcularea reacţiilor de ardere şi reglarea debitelor necesare (combustibilul, aer de combustie) funcţie de necesităţile termice ale cuptorului industrial.

Pentru abordarea acestei tematici am conceput şi realizat programul ***OPIIAR*** care ca principal bloc de decizie conţine comparaţia dintre cantităţile de căldură (necesare şi obţinută).

2.11. Dimensionarea asistată de calculator a echipamentului de forţă pentru cuptoare electrice

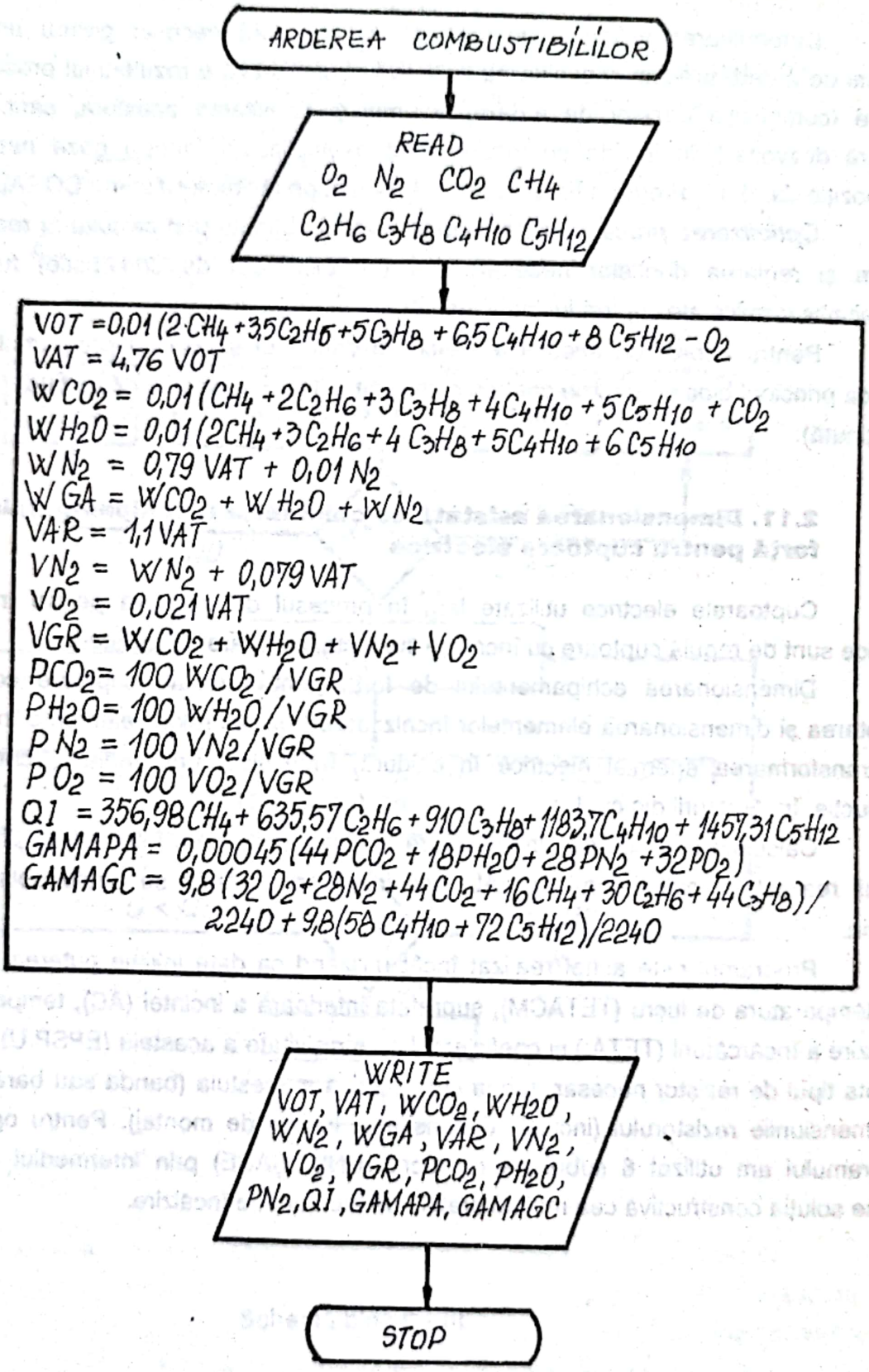
Cuptoarele electrice utilizate larg în procesul de încălzire pentru tratamente termice sunt de regulă cuptoare cu încălzire indirectă, cuptoare cu rezistori.

Dimensionarea echipamentului de forţă pentru aceste cuptoare constă din adaptarea şi dimensionarea elementelor încălzitoare (rezistoarelor), elemente în care are loc transformarea energiei electrice în căldură, transmisă, prin radiaţie, convecţie şi conducţie, încărcăturii din cuptor.

Calculele analitice de dimensionare fiind laborioase am întocmit un program de calcul, realizat pe calculatorul CORAL, prin intermediul căruia se poate obţine soluţia optimă.

Programul este astfel realizat încât utilizând ca date iniţiale puterea cuptorului (P), temperatura de lucru (TETACM), suprafaţa interioară a incintei (AC), temperatura de încălzire a încărcăturii (TETAI) şi coeficientul de emisivitate a acesteia (EPSP.U) să putem adapta tipul de rezistor necesar, forma constructivă a acestuia (bandă sau bară rotundă) şi dimensiunile rezistorului (inclusiv dimensiunile iniţiale de montaj). Pentru optimizarea programului am utilizat 6 subrutine de lucru (UNU...ŞASE) prin intermediul cărora se obţine soluţia constructivă cea mai favorabilă de element de încălzire.

Scanned with OKEN Scanner



Program III - calculul arderii combustibililor gazoşi

Scanned with OKEN Scanner

1. CALCULUL ARDERII COMBUSTIBILILOR

```
      OPEN (2,FILE='DAREZ1',STATUS='NEW')
      DATA 02,N2,CO2,CH4,C2H6,C3H8/.21,.64,.23,97.15,.57,.39/
      DATA C4H10,C5H12/.53,.28/
      VOT = 0.01*(2.*CH4+3.5*C2H6+5.*C3H8+6.5*C4H10+8.*C5H12-02)
      VAT = 4.76*VOT
      WCO2 = 0.01*(CH4+2.*C2H6+3.*C3H8+4.*C4H10+5.*C5H10+CO2)
      WH20 = 0.01*(2.*CH4+3.*C2H6+4.*C3H8+5.*C4H10+6.*C5H12)
      WN2 = 0.79*VAT+0.01*N2
      WGA = WCO2+WH2O+WN2
      VAR = 1.1*VAT
      VN2 = WN2+0.079*VAT
      VO2 = 0.021*VAT
      VGR = WCO2+WH20+VN2+VO2
      PCO2 = 100.*WCO2/VGR
      PH2O = 100.*WH20/VGR
      PN2 = 100.*VN2/VGR
      PO2 = 100.*VO2/VGR
      QI = 356.98*CH4+635.57*C2H6+910.*C3H8+1183.7*C4H10+1457.31*
     C  C5H12
      GAMAPA = 0.00045*(44.*PCO2+18.*PH20+28.*PN2+32.*PO2)
      GAMAGC= 9.8*(32.*02+28.*N2+44.*CO2+16.*CH4+30.*C2H6+44.*C3H8)/
     C  2240.+9.8*(58.*C4H10+72.*C5H12)/2240.
      WRITE(2,1) VOT,VAT,WCO2,WH2O,WN2,WGA,VAR,VN2,VO2,VGR
      WRITE(2,2) PCO2,PH2O,PN2,PO2,QI,GAMAPA,GAMAGC
      FORMAT(//10X,'CANTITATEA TEORETICA DE OXIGEN NECESARA:',F10.5,
     C  /10X,'CANTITATEA TEORETICA DE AER NECESARA :',F10.5,//10X,
     C  'CANTITATEA SI COMPOZITIA TEORETRICA A GAZELOR ARSE :'/10X,
     C  'VCO2 = ',F10.5,/10X,'VH2O = ',F10.5,/10X,'VN2 = ',F10.5,/10X,
     C  'VGA = ',F10.5,/10X,
     C  'CANTITATEA DE AER NECESARA UNEI ARDERI COMPLETE :',F10.5,//10X
     C  ,'CANTITATEA SI COMPOZITIA REALA A GAZELOR ARSE :',10X,
     C  'VN2 = ',F10.5,/10X,'10X,'VO2 = ',F10.5,/10X,'VR = ',F10.5,//)
      FORMAT(10X,'COMPOZITIA PROCENTUALA A PRODUSELOR DE ARDERE :'/,
     C  10X,'CO2 = ',F10.5,'%',/10X,'H2O = ',F10.5,'%',/10X,'N2 = ',
     C  F10.5,'%',/10X,'02 = ',F10.5,'%',//10X,
     C  'PUTEREA CALORICA INFERIOARA A COMBUSTIBILULUI GAZOS :',F8.2,
     C  /10X,'GREUTATEA SPECIFICA A PRODUSELOR DE ARDERE :',F10.5,/10X,
     C  'GREUTATEA SPECIFICA A GAZULUI COMBUSTIBIL :'F10.5,//)
      END
```

Program III - listing (FORTRAN 77)

Scanned with OKEN Scanner

REZULTATELE OBTINUTE IN URMA CALCULUI ARDERII
. COMBUSTIBILOR SINT URMATOARELE:

CANTITATEA TEORETICA DE OXIGEN NECESARA : 2.03720 MCN/MCN
CANTITATEA TEORETICA DE AER NECESARA : 9.69707 MCN/MCN

CANTITATEA SI COMPOZITIA TEORETICA A GAZELOR ARSE :
VCO2 = 1.01810 MCN/MCN
VH2O = 2.01900 MCN/MCN
VN2 = 7.66069 MCN/MCN
VGA = 10.69779 MCN/MCN

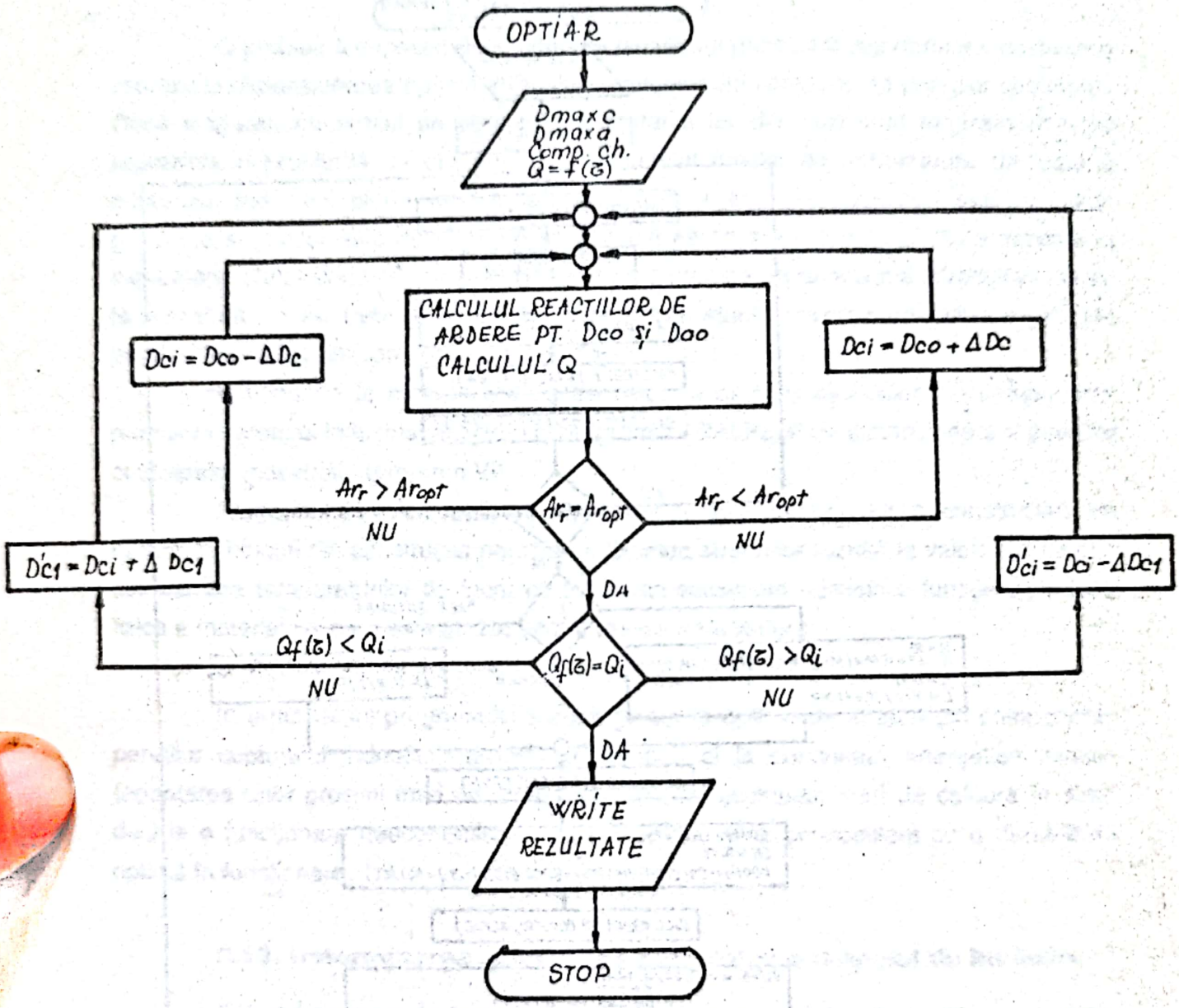
CANTITATEA DE AER NECESARA UNEI ARDERI COMPLETE:10.66 MCN/MCN

CANTITATEA SI COMPOZITIA REALA A GAZELOR ARSE :
VN2 = 8.42676 MCN/MCN
VO2 = 0.20364 MCN/MCN
VR = 11.66749 MCN/MCN
COMPOZITIA PROCENTUALA A PRODUSELOR DE ARDERE :
CO2 = 8.72595 %
H2O = 17.30449 %
N2 = 72.22421 %
O2 = 1.74535 %

PUTEREA CALORICA INFERIOARA A COMBUSTIBILULUI:36433.19 KJ/MCN
GREUTATEA SPECIFICA A PRODUSELOR DE ARDERE : 1.25 N/MCN
GREUTATEA SPECIFICA A GAZULUI COMBUSTIBIL : 7.24675 N/MCN

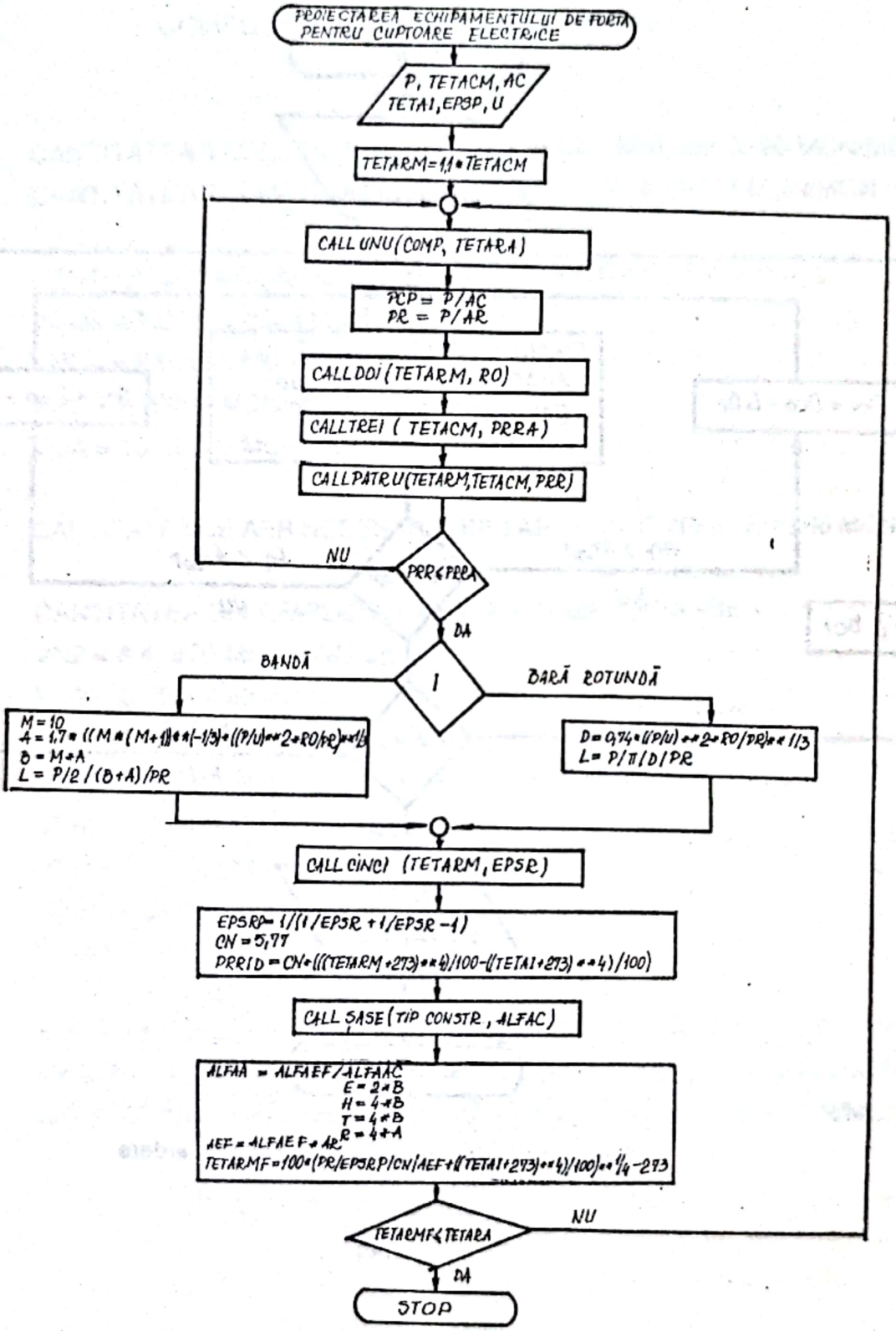
Program III - listing (rezultate obţinute)

Scanned with OKEN Scanner



Program IV - Optimizarea proceselor de ardere

Scanned with OKEN Scanner



Program V - Dimensionarea rezistoarelor

Scanned with OKEN Scanner

2.12. Dimensionarea asistată de calculator a pereţilor cuptoarelor industriale

O problemă deosebit de importantă din cadrul proiectării cuptoarelor industriale o reprezintă dimensionarea optimă a grosimii straturilor din componenţa pereţilor cuptorului. Dacă alegerea numărului de straturi şi a materialelor din care sunt realizate acestea reprezintă o problemă de opţiune a proiectantului funcţie de temperatura de lucru a cuptorului industrial şi de modul de funcţionare a acestuia (continuu sau periodic), grosimea straturilor este determinată astfel încât să se asigure o durabilitate maximă în exploatare. Durabilitatea depinde în primul rând de temperatura maximă introdusă în strat, temperatură ce nu trebuie să depăşească temperaturile maxime de utilizare indicate pentru materialele din componenţa straturilor.

Pornind de la metoda grafică de calcul a grosimii straturilor din componenţa pereţilor cuptorului industrial am realizat programul "CALPER" de dimensionare a pereţilor cuptoarelor industriale (program VI).

Programul de calcul realizat conţine, pentru optimizarea soluţiilor constructive, un număr de blocuri din construcţia pereţilor. Grosimea straturilor rezultă la valori optime prin compararea temperaturilor de lucru cu temperaturi maxime admisibile funcţie de natura fizică a materialului care este utilizat pentru realizarea acestora:

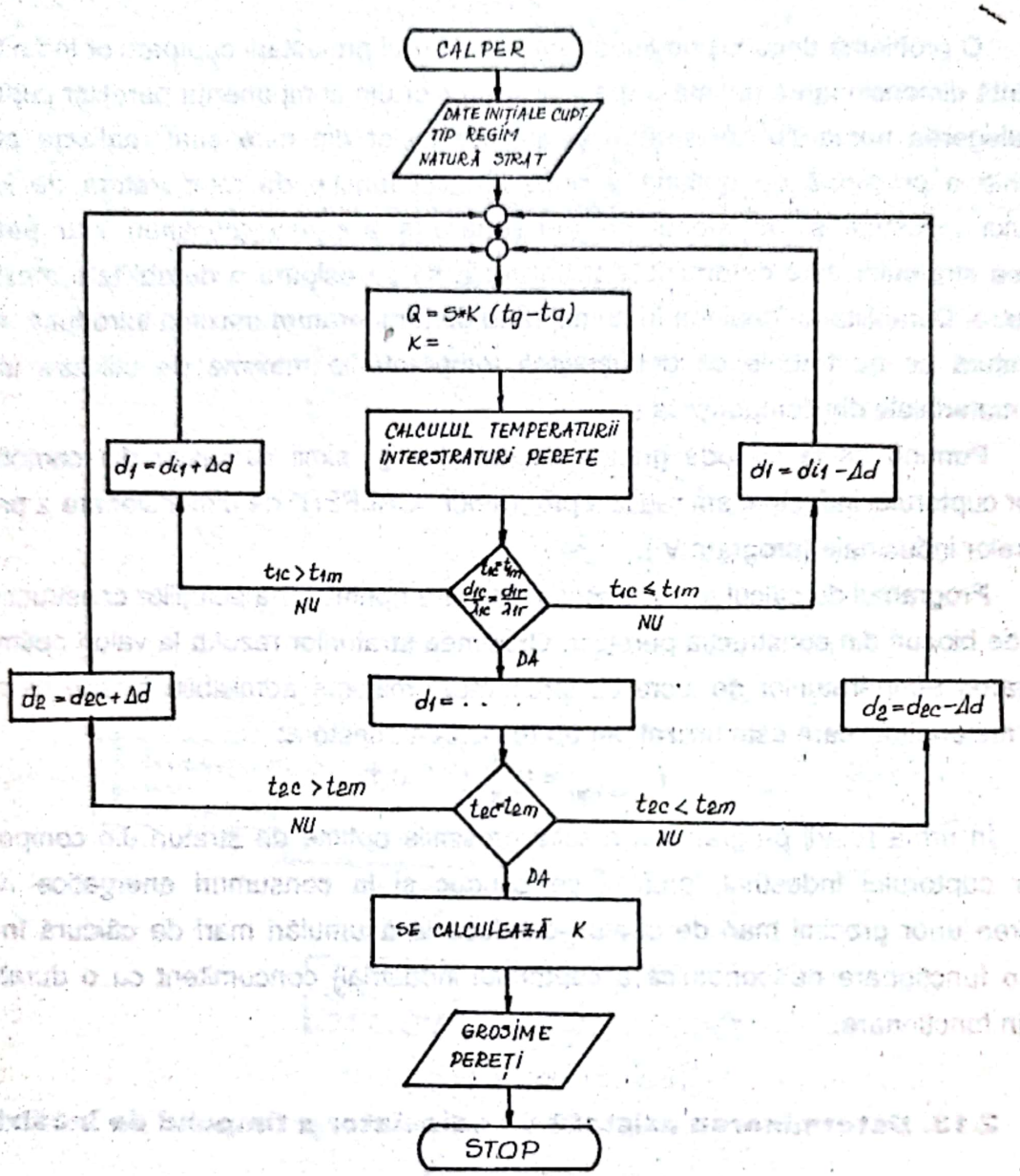
$$t_{e\ calculat} = t_{mat.adm.} - 0{,}1$$

În urma rulării programului rezultă grosimile optime de straturi din componenţa pereţilor cuptorului industrial, grosimi ce conduc şi la consumuri energetice minime (adoptarea unor grosimi mari de straturi conduce la acumulări mari de căldură în strat, deci la o funcţionare neeconomică a cuptorului industrial) concomitent cu o durabilitate optimă în funcţionare.

2.13. Determinarea asistată de calculator a timpului de încălzire

Calculul timpului de încălzire a semifabricatelor metalice în incinta cuptoarelor industriale reprezintă o operaţie deosebit de laborioasă, operaţie care necesită cunoaşterea cu mare precizie, a principalelor proprietăţi fizico-mecanice a semifabricatelor şi modul de variaţie a acestora cu temperatura. Trebuie semnalat faptul că de o deosebită importanţă este în determinarea riguroasă a diagramei caracteristice de încălzire ($t=f(\tau)$), aceasta determinând obţinerea de semifabricate fără defecte de încălzire.

Scanned with OKEN Scanner



Program VI - Schema logică de calcul a dimensiunilor pereţilor cuptorului industrial

Scanned with OKEN Scanner

În cadrul acestui curs propun o metodă de calcul, prin intermediul calculatorului, ce necesită cunoaşterea cu precizie, pe lângă caracteristicile tipodimensionale a şarjei şi a cuptorului de încălzire utilizat, numai a variaţiei rezistenţei de curgere (rezistenţei de rupere) a materialului şarjei cu temperatura.

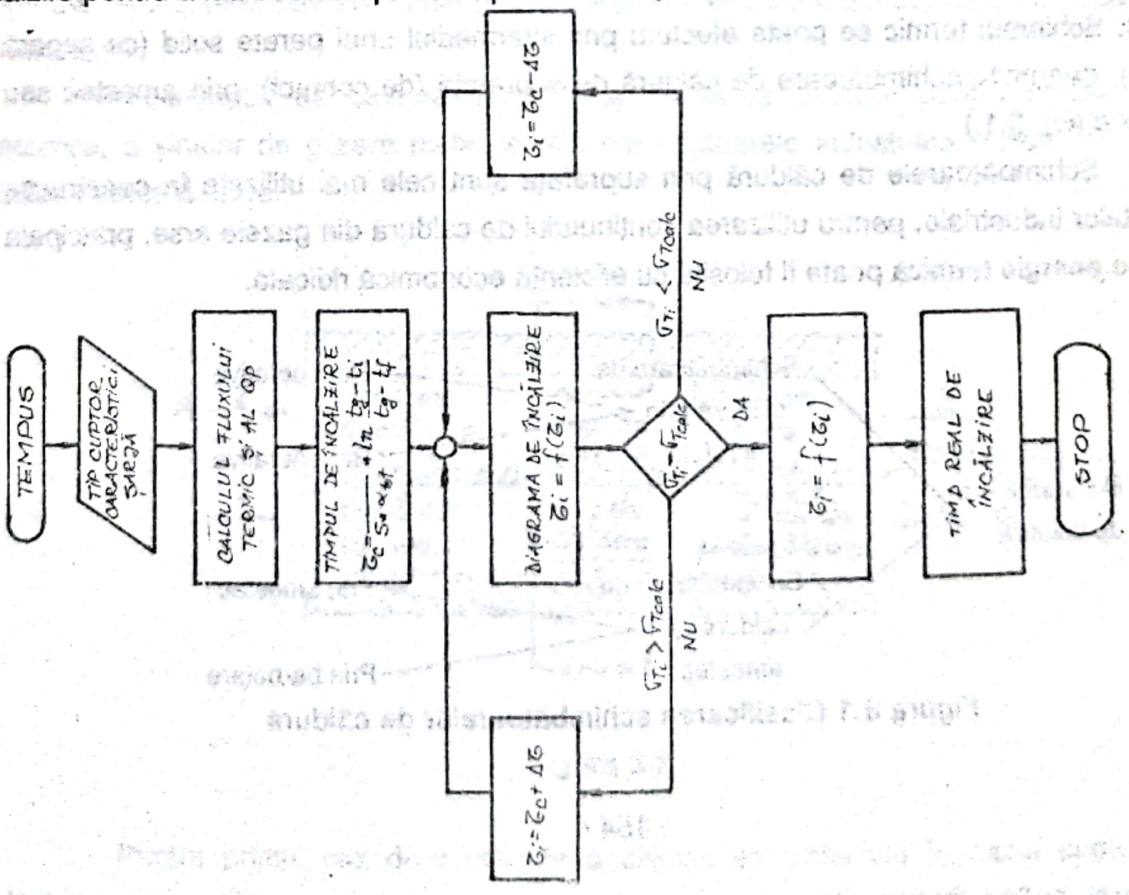
Schema logică a programului conceput şi realizat este redată în "Programul VII", programul TEMPUS.

Programul TEMPUS conţine ca element de decizie blocul de comparare a stării tensionale introduse în semifabricat la fiecare temperatură ($\sigma t_{cal}=f(\tau_i, \Delta_t)$) cu rezistenţa admisibilă a semifabricatului la valoarea de temperatură dată ($\sigma_{t\ adm.}$) .

Pentru ca ciclul de încălzire să nu conducă la rebuturi tehnologice este suficient ca: $\sigma_{t\ adm.} > \sigma_{t\ calcul}$.

Pentru optimizarea procesului în scopul obţinerii unei productivităţi maxime, decizia se ia funcţie de: $\sigma_{t\ adm.} = \sigma_{t\ calcul} \pm 0{,}1$.

Diagrama de încălzire obţinută în aceste condiţii va conduce la timpul real minim necesar procesului de încălzire deci şi la o eficienţă maximă a utilizării cuptorului industrial. Metodologia de calcul propusă considerăm că va ajuta viitorul specialist în tehnologiile de încălzire pentru a lua decizia optimă în procesul de producţie.



Capitolul 3

Recuperarea şi regenerarea căldurii

3.1. Noţiuni introductive

Pentru realizarea procesului de încălzire a semifabricatelor în incinta cuptoarelor industriale se utilizează, drept sursă caldă, gaze de ardere dezvoltate în urma proceselor de ardere, gaze ce sunt eliminate din cuptor cu un important conţinut de căldură. O cale eficientă de exploatare a cuptoarelor industriale, în condiţii de consum energetic minim, o constituie recuperarea şi regenerarea căldurii din aceste gaze evacuate din cuptor, prin intermediul ***schimbătoarelor de căldură***. Totodată, pentru creşterea eficienţei economice a proceselor de cald este de dorit a se utiliza şi conţinutul de căldură din semifabricatele calde, precum şi din lichidele de răcire utilizate în scopuri tehnologice pentru protejarea părţilor metalice din construcţia cuptorului industrial.

Schimbătoarele de căldură permit transferarea căldurii între două medii (agenţi termici). Schimbul termic se poate efectua: prin intermediul unui perete solid (ce separă mediile), denumite schimbătoare de căldură de suprafaţă (de contact): prin amestec sau cu reacţie (fig. 3.1.)

Schimbătoarele de căldură prin suprafaţă sunt cele mai utilizate în construcţia agregatelor industriale, pentru utilizarea conţinutului de căldură din gazele arse, principala sursă de energie termică poate fi folosită cu eficienţă economică ridicată.

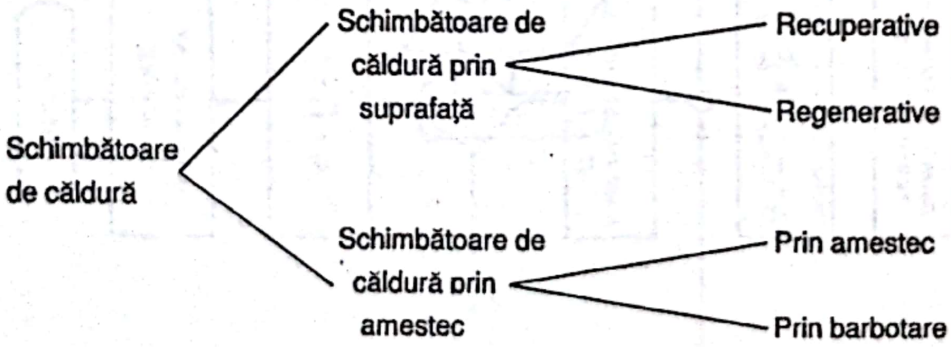


Figura 3.1 Clasificarea schimbătoarelor de căldură

Scanned with OKEN Scanner

Schimbătoarele de căldură ***recuperative*** se caracterizeaza prin faptul ca suprafaţa solidă (suprafaţa de schimb de căldură) este tot timpul în contact (pe cele două suprafeţe exterioare) cu gazele arse (sursa caldă) şi, separat, cu fluidul supus procesului de încălzire (sursa rece), direcţia fluxului termic (q) prin peretele solid rămânând constantă.

Schimbătoarele de căldură ***regenerative*** sunt caracterizate prin contactul succesiv, cu peretele solid (suprafaţa de schimb de căldură), cu gazele arse (sursa caldă) şi, respectiv, fluidul supus procesului de încălzire (sursa rece), direcţia fluxului termic, prin suprafaţa de schimb de căldură, modificându-se periodic.

3.2. Posibilităţi de recuperare şi regenerare

Există, în linii mari, trei surse din care poate fi recuperată şi regenerată căldura prin instalaţii de schimb de căldură şi anume:

- conţinutul de căldură al produsului după terminarea ciclului termic de încălzire la care a fost supus în cuptorul industrial;
- conţinutul de căldură din gazele de ardere evacuate din cuptor (principala sursă utilizată);
- conţinutul de căldură din fluidele de răcire utilizate pentru răcirea uşilor metalice, a şinelor de glisare metalice etc. din cuptoarele industriale, sursă utilizată în cazuri extrem de rare.

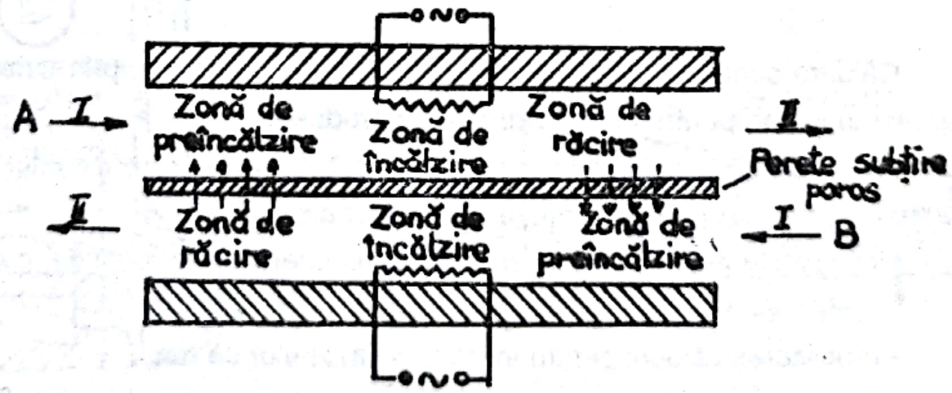


Figura 3.2

Pentru primul caz de reutilizare a căldurii se utilizează în cazul cuptoarelor electrice precum şi în cazul cuptoarelor cu combustie cu excepţia cazurilor când produsele

Scanned with OKEN Scanner

sunt destinate unui ciclu de deformare plastică. Recuperarea se realizează în special prin preîncălzirea, de la produsele scoase din cuptor, aerului necesar proceselor tehnologice termice ulterioare.

În figura 3.2 se redă un mod de recuperare a căldurii prin utilizarea căldurii cedate în timpul răcirii produselor, pentru preîncălzirea unui alt lot de produse într-un cuptor electric continuu.

Un alt caz tipic de preîncălzire a aerului este dat de construcţia cuptoarelor electrice de tratament tip clopot (figura 3.3) cuptoare la care numai un post este pentru încălzire (2), iar celelalte două posturi (1) sunt pentru răcire, respectiv preîncălzire.

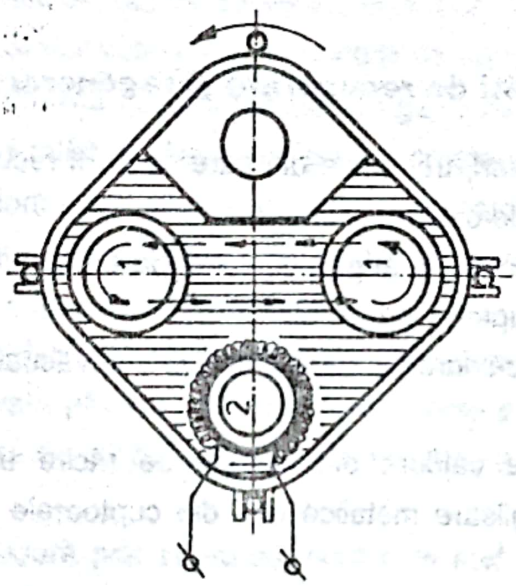


Figura 3.3

Căldura cedată dintr-un post (1) de răcire este utilizată, prin vehicularea aerului cald cu un ventilator, pentru preîncălzirea altor produse.

Cazul al doilea reprezintă principala sursă de recuperare a căldurii prin utilizarea unei bune părţi din conţinutul de căldură a gazelor arse.

Principalele procedee constructive de recuperare a căldurii din gazele de ardere sunt:

- reutilizarea căldurii pentru încălzirea cazanelor de abur;
- reutilizarea căldurii în cuptoarele cu cameră de preîncălzire (fig. 3.5);
- reutilizarea căldurii în cuptoarele cu cameră dublă (figura 3.6);
- reutilizarea căldurii în cuptoarele cu propulsie în contracurent (figura 3.7)
- reutilizarea căldurii în cuptoarele cu vatră (figura 3.8)

Scanned with OKEN Scanner

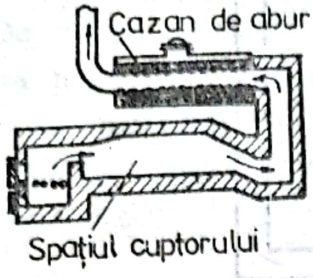


Figura 3.4

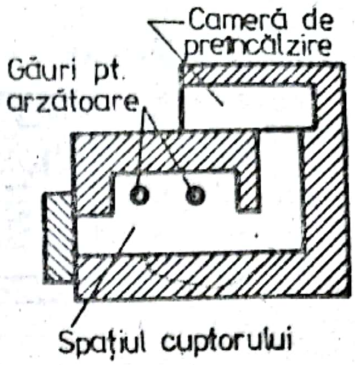


Figura 3.5

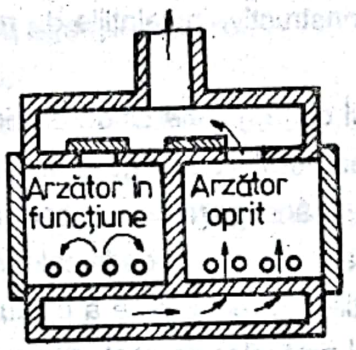
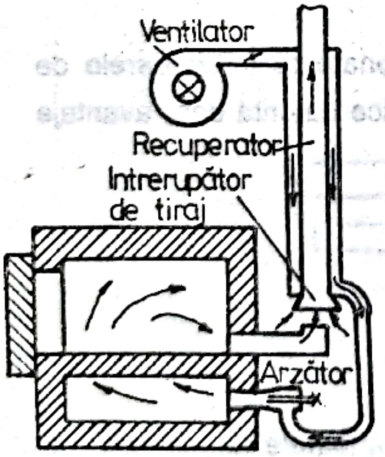
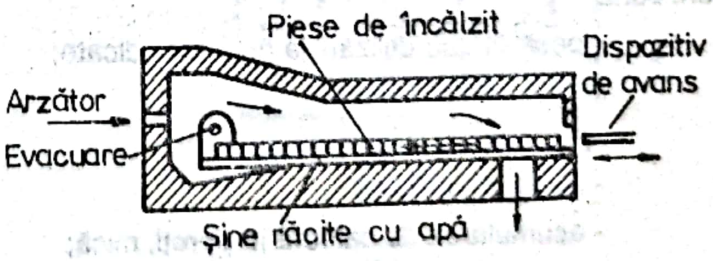


Figura 3.6.



a



b

Figura 3.7.

Scanned with OKEN Scanner

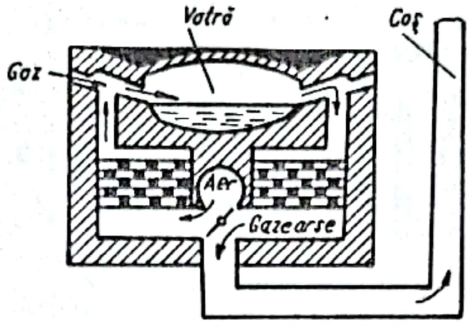


Figura 3.8

Din punct de vedere constructiv, instalaţiile de reutilizare a căldurii gazelor arse pot fi:

- ***recuperatoare*** - cazul când gazele calde eliminate din cuptorul industrial sunt utilizate direct pentru preîncălzirea aerului sau a gazului combustibil în mod continuu;
- ***regeneratoare*** - cazul când gazele arse cedează căldura înmagazinată unor zidării ceramice refractare care, la rândul ei, va ceda căldura înmagazinată.

De remarcat că instalaţiile de recuperare a căldurii, se construiesc la cuptoarele industriale funcţie de un bilanţ al preţurilor de cost, deoarece în anumite cazuri, cu toate avantajele descrise anterior, nu este rentabilă construirea unor asemenea instalaţii.

Totodată trebuie ţinut cont de câştigul posibil de energie calorică, funcţie de combustibil utilizat la încălzirea cuptoarelor.

În prezent principalul material din care sunt confecţionate recuperatoarele de căldură este oţelul refractar, care înlocuieşte materialele ceramice datorită unor avantaje cum sunt:

- posibilitatea utilizării la presiuni ridicate;
- etanşeităţi optime;
- transfer de căldură mai bun;
- greutate redusă;
- acumularea de căldură în pereţi, mică;
- posibilitatea construcţiei de recuperatoare la cuptoarele industriale cu funcţionare discontinuă.

Oţelul refractar prezintă însă şi o serie de dezavantaje în raport cu materialele ceramice, dezavantaje ca:

- limitarea la anumite valori maxime a temperaturii gazelor arse;

Scanned with OKEN Scanner

- imposibilitatea preîncălzirii aerului la temperaturi ridicate şi foarte ridicate.

De menţionat că schimbătoarele de căldură din materiale ceramice se amplasează numai sub cuptoarele industriale, ocupând un spaţiu foarte mare şi necesitând canale orizontale foarte mari, utilizându-se în practică în special la cuptoarele metalurgice de elaborare, la cuptoarele pentru încălzit table de oţel în vederea laminării şi la cuptoarele adânci.

3.3. Recuperatoare de căldură

Principalele caracteristici constructive şi funcţionale a recuperatoarelor de căldură sunt:

- schema de circulaţie a agenţilor termici;
- agenţii termici utilizaţi;
- materialul suprafeţei de schimb de căldură;
- tipul de transfer termic.

Schema de circulaţie a agenţilor termici (figura 3.9.) este determinată de parametrii fizici ai agenţilor termici (viteză de circulaţie, temperatură, căldură specifică, coeficient de transfer termic).

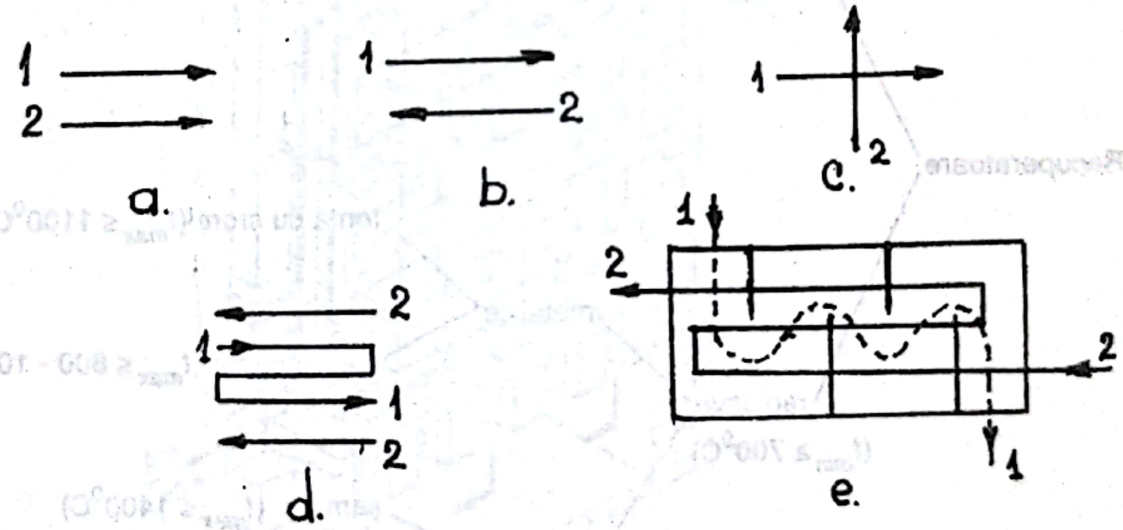


Figura 3.9. Schema de circulaţie a agenţilor termici:

1 - sursa rece (fluidul de încălzit);
2 - sursa caldă (gazele arse);
a - echicurent; b - contracurent; c - curenţi încrucişaţi; d, e - curent mixt.

Scanned with OKEN Scanner

Agenţii termici utilizaţi sunt:

- gazele arse (sursa caldă) evacuate din cuptor;
- aer de combustie (sursa rece) necesar procesului de ardere care, prin încălzire, conduce la micşorarea consumului de combustibil pentru aceeaşi cantitate de căldură introdusă (prin ardere) în cuptor;
- apă sau abur (sursa rece) necesară tehnologic sau pentru instalaţiile de încălzire.

Mecanismul principal de transfer termic (convecţie, radiaţie) condiţionează materialul suprafeţei de schimb de căldură (fig. 3.10.).

Eficienţa constructiv-funcţională a recuperatoarelor este determinată, în primul rând, de:

- suprafaţa specifică de încălzire pe unitatea de volum, m^2/m^3;
- coeficientul global de transfer termic, prin intermediul peretelui solid despărţitor, *K, KJ/m² h grad.*

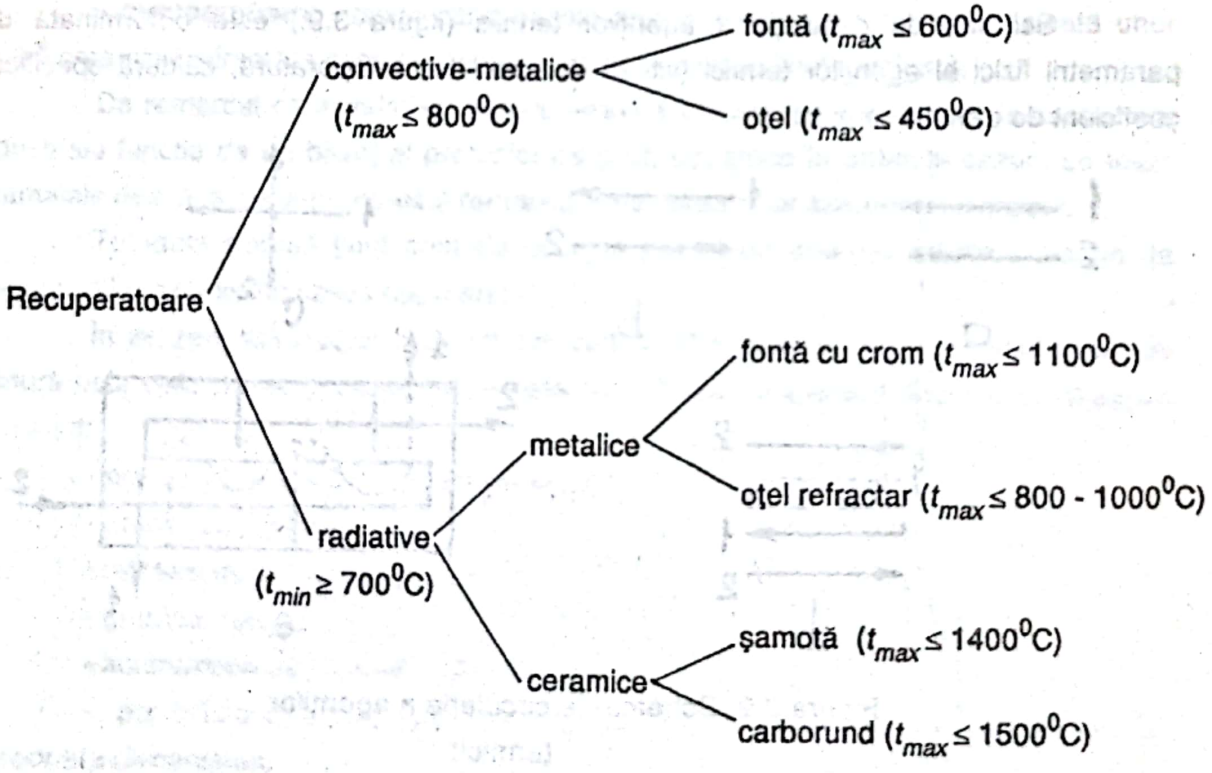


Figura 3.10. Clasificarea recuperatoarelor de căldură

Scanned with OKEN Scanner

3.3.1. Tipuri constructive de recuperatoare. Caracteristici funcţionale.

Recuperatoare ceramice (figura 3.11).

Prezintă avantajul că poate utiliza, ca sursă caldă, gazele arse de temperaturi înalte (până la 1300^{0}C), pentru a putea preîncălzi aerul la temperaturi de până la 900^{0}C. Circulaţia celor două fluide se face forţat, astfel gazele arse (*1*) pătrund pe la partea superioară şi circulă vertical, de sus în jos, fiind eliminate pe la partea inferioară, iar aerul (*2*) pătrunde pe la partea inferioară şi iese pe la partea superioară, după ce a avut o circulaţie orizontală "tip contracurent". În ţara noastră sunt des utilizate recuperatoarele tubulare din carboşamotă (figura 3.12.) realizate prin asamblarea, în eşicher, din bucăţi lungi de 300 - 400 mm.

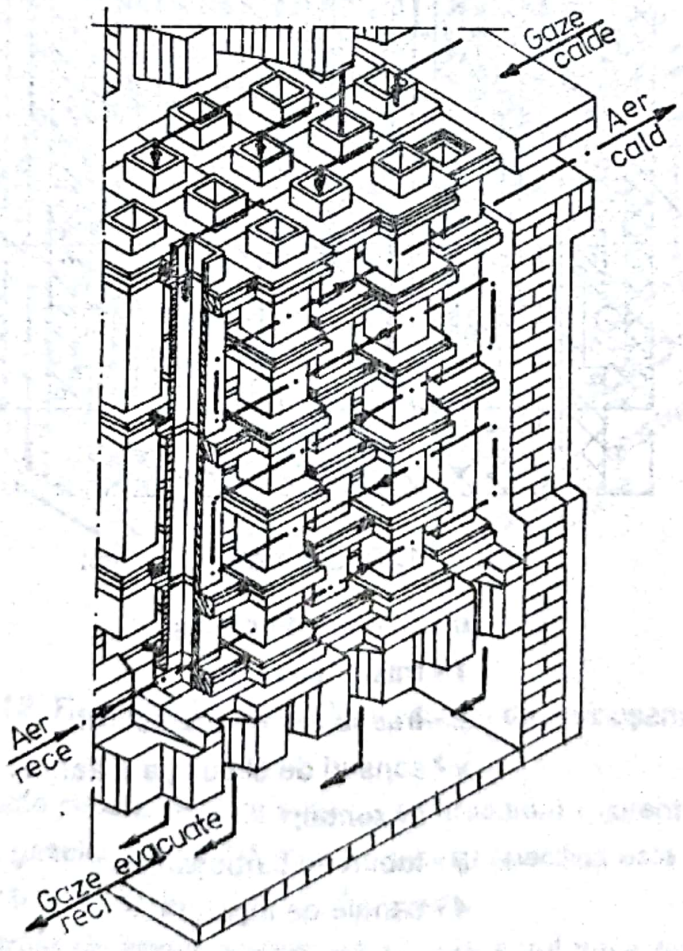


Figura 3.11. Recuperator ceramic

a - schemă bloc

Scanned with OKEN Scanner

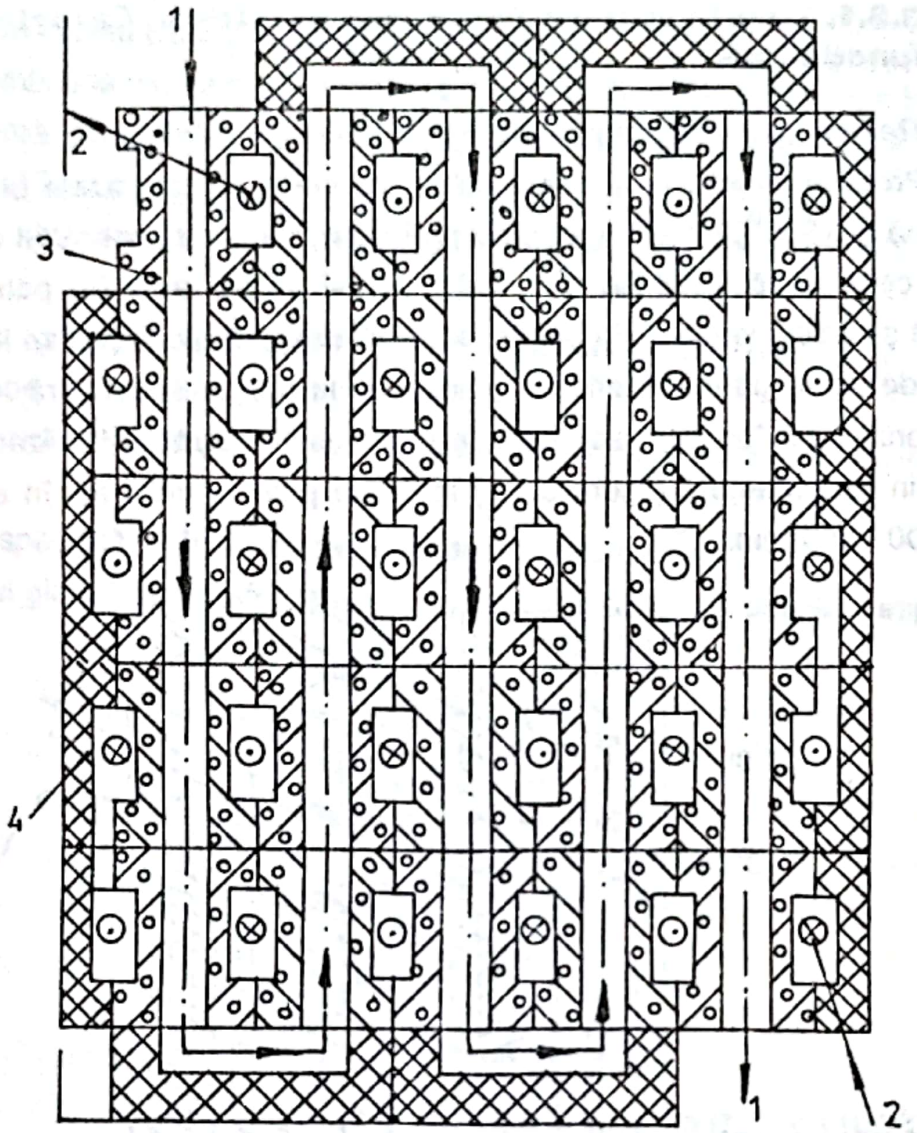


Figura 3.11. Recuperator ceramic:

b **- schemă de principiu:**
1 **- traseu gaze arse;**
2 **- traseu aer de preîncălzit;**
x **- sensuri de circulaţie a aerului preîncălzit în plan orizontal;**
3 **- tuburi de carboşamotă;**
4 **- canale de legătură.**

Scanned with OKEN Scanner

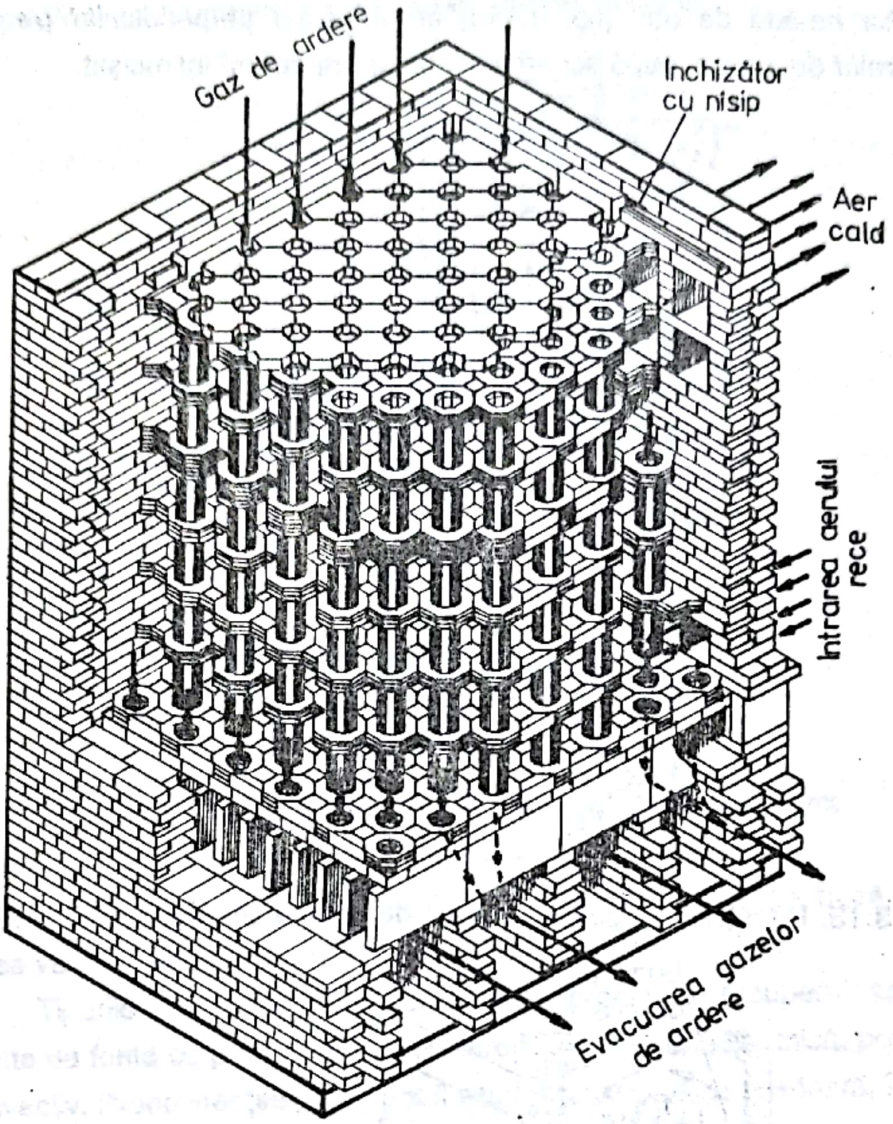


Figura 3.12. Recuperator ceramic din tuburi de carboşamotă

Cele două fluide circulă, deci, în schema contracurent - curent încrucişat (viteza aerului 1-2 m/s, viteza gazelor arse 0,7-1 m/s), suprafaţa specifică este de 6-12 m^2/m^3 şi coeficientul de transfer termic (K) de 2-5 $Kcal/m^2\ h\ grad$.

Recuperatoarele de metal convective, la care aerul trece prin ţevi netede de oţel (figura 3.13.) se construiesc, funcţie de destinaţie, în forme diferite. De obicei se realizează din ţevi de carbon obişnuit şi rareori din oţel termorezistent. În majoritatea cazurilor, ţevile folosite sunt laminate.

Scanned with OKEN Scanner

În cazul recuperatoarelor convective, cu circulaţia gazelor de ardere prin interiorul ţevilor netede de oţel (fig. 3.14.), aerul circulă perpendicular pe direcţia de mişcare a gazelor de ardere, după schema contracurent-curent încrucişat.

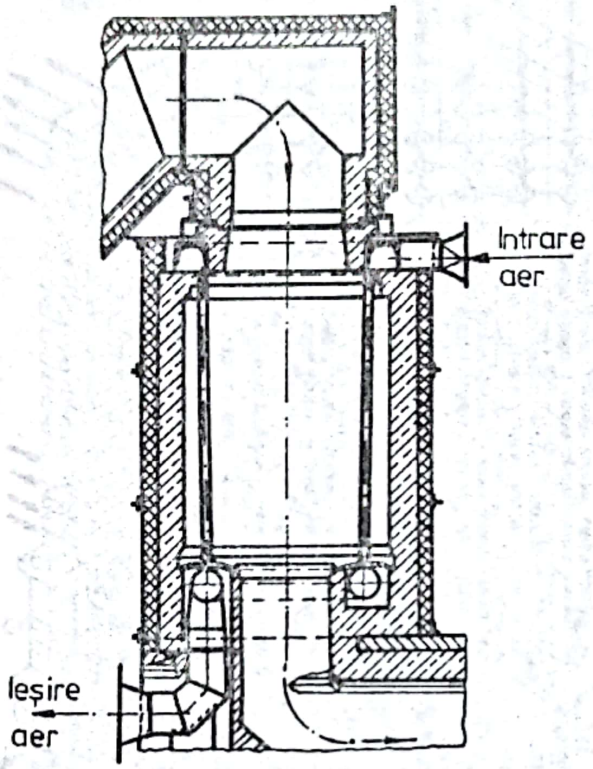


Figura 3.13. Recuperator cu ţevi netede de oţel cu circulaţia aerului prin ţevi

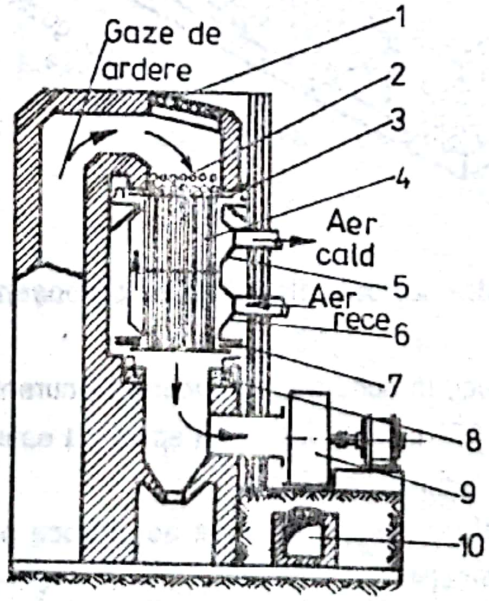


Figura 3.14. Recuperator cu ţevi netede de oţel cu circulaţia gazelor arse prin ţevi

Scanned with OKEN Scanner

În cazul recuperatorului metalic convectiv tip Scack (fig. 3.15.), gazele arse trec tot prin ţevi, în timp ce aerul trece prin apaţiul dintre coloane.

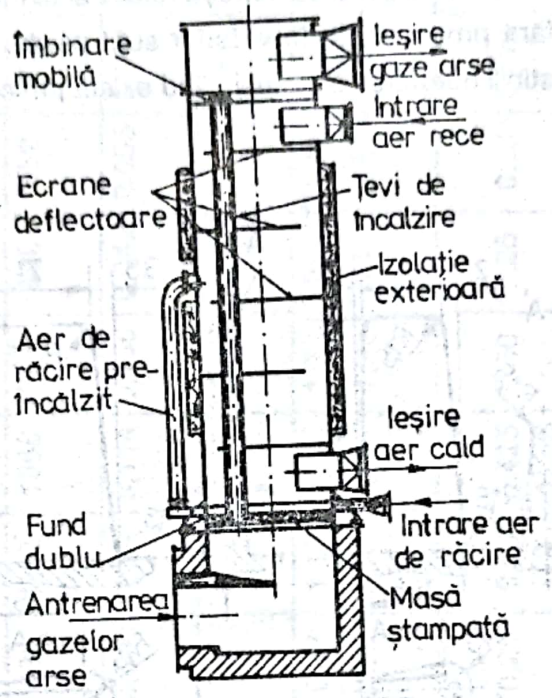


Figura 3.15. Recuperator convectiv tip Scack

Pentru protecţia contra încălzirilor excesive, placa de bază a fascicolului de tuburi se va ştampa cu material izolator.

Tipurile de recuperatoare prezentate, precum şi recuperatoarele executate din elemente de fontă cu proeminenţe aciculare de formă aerodinamică, pot fi considerate de tip convectiv. Proeminenţele, care pot fi situate pe suprafaţa interioară, în contact cu aerul preîncălzit şi pe suprafaţa exterioară, în contact cu gazele de ardere, pe lângă faptul că măresc suprafaţa de încălzire, măresc turbulenţa fluidelor gazoase îmbunătăţind sensibil condiţiile de schimb de căldură. Elementele de fontă sunt prevăzute cu flanşe la cele două capete, flanşe prin intermediul cărora se realizează asamblarea la cutiile de damisie şi evacuare ale aerului. De menţionat faptul că elementele de recuperator cu proeminenţe aciculare în formă de picătură sunt tipizate astfel:

- elementele cu proeminenţe aşezate la intervale de 17,5 *mm* (tip 17,5) sunt pentru cuptoare ce funcţionează cu combustibili de tipul gazelor naturale, gaze de generator epurate, păcură etc.;

Scanned with OKEN Scanner

- elementele cu proeminenţe aciculare aşezate la intervale de 28 mm (tip 28) sunt pentru cuptoarele industriale ce funcţionează cu combustibil de tipul gazelor de gazogen neepurate şi combustibili solizi cu cenuşă relativ scăzută;

- elementele fără proeminenţe în exterior sunt pentru cuptoarele industriale ce funcţionează cu combustibili neepuraţi şi atunci când există pericolul de cruste dure solide.

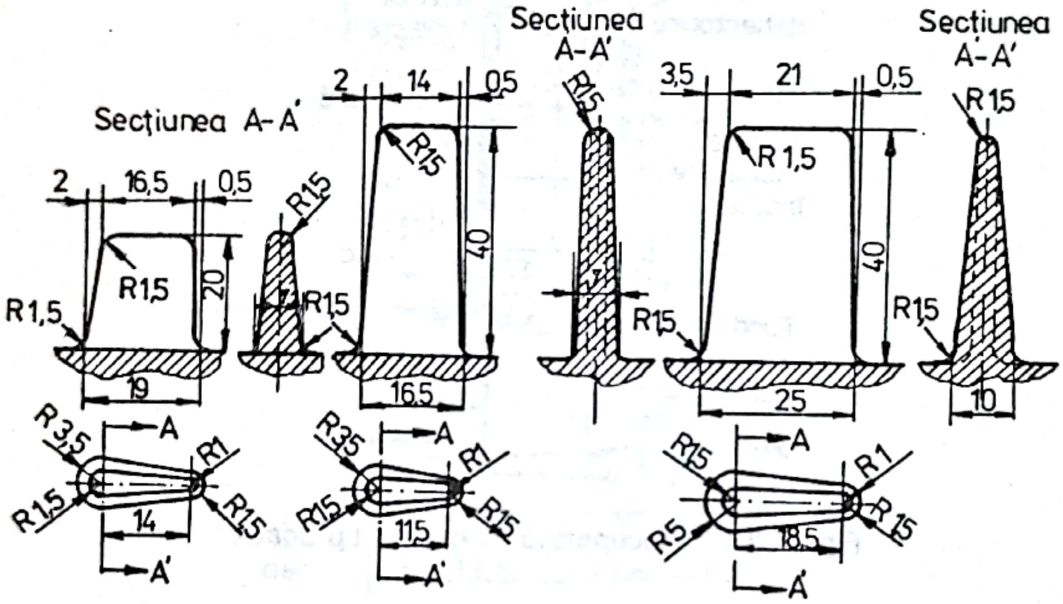


Figura 3.16.

Caracteristicile dimensionale ale unor elemente de recuperator cu proeminenţe aciculare sunt date în tabelul nr. 3.1.

Caracteristicile geometrice ale proeminenţelor aciculare sunt redate în figura 3.16., precum şi aşezarea proeminenţelor aciculare pe suprafeţele de încălzire la recuperatoarele de tipul 17,5 şi 28 (figura 3.17) pentru: *a* - pentru suprafaţa interioară; *b, c* - pentru suprafaţa exterioară.

Principalele recuperatoare convective aciculare se construiesc cu două trepte ca în figura 3.18. şi opt elemente, recuperatoare ce asigură preîncălzirea aerului până la 350-400^0C pentru o temperatură a gazelor arse de 700-750^0C. În cazul când preîncălzirea aerului este de numai 200-250^0C, se utilizează recuperatoare cu o singură trecere.

Scanned with OKEN Scanner

Tabel 3.1.

Caracteristicile dimensionale ale unor elemente de recuperator cu proeminenţe aciculare

Caracteristica	Tipul '17,5C'	Tipul "17,5"				Tipul "28"				Fără proeminenţe în exterior			
Lungimea ţevii (*mm*)	1395	880	1135	1385	1640	880	1135	1385	1640	880	1135	1385	1640
Secţiunea de trecere a aerului (m^2)	0,058	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008
Nr. de proeminenţe de pe partea în contact cu aerul	1375	636	852	1068	1284	636	852	1068	1284	636	852	1068	1284
Secţiunea de trecere a gazelor de ardere	0,125	0,060	0,080	0,100	0,120	0,070	0,092	0,114	0,136	0,042	0,055	0,067	0,080
Nr. de proeminenţe de pe partea gazelor de ardere	976	558	740	922	1118	298	396	496	594	-	-	-	-
Suprafaţa spălată de aer (m^2)	1,44	0,83	1,12	1,41	1,70	0,83	1,12	1,41	1,70	0,83	1,12	1,41	1,70
Suprafaţa spălată de gaze (m^2)	2,16	1,34	1,81	2,27	2,64	0,95	1,26	1,60	1,90	0,40	0,53	0,66	0,79
Suprafaţa convenţională de încălzire la care se referă coef.k, (m^2)	0,357	0,25	0,33	0,425	0,50	0,25	0,33	0,425	0,50	0,25	0,33	0,425	0,50
Greutatea tubului (*kg*)	88	45	55	66	80	41	52	63	76	31	39	47	55
Lungimea tubului între flanşe, (*mm*)	1295	790	1045	1295	1550	790	1045	1295	550	790	1045	1295	1550

Scanned with OKEN Scanner

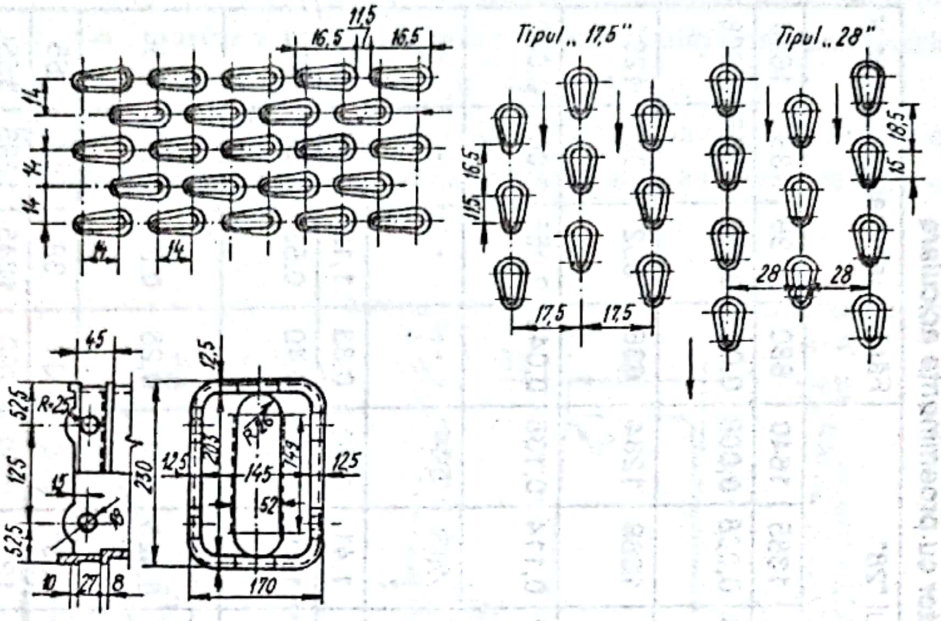


Figura 3.17.

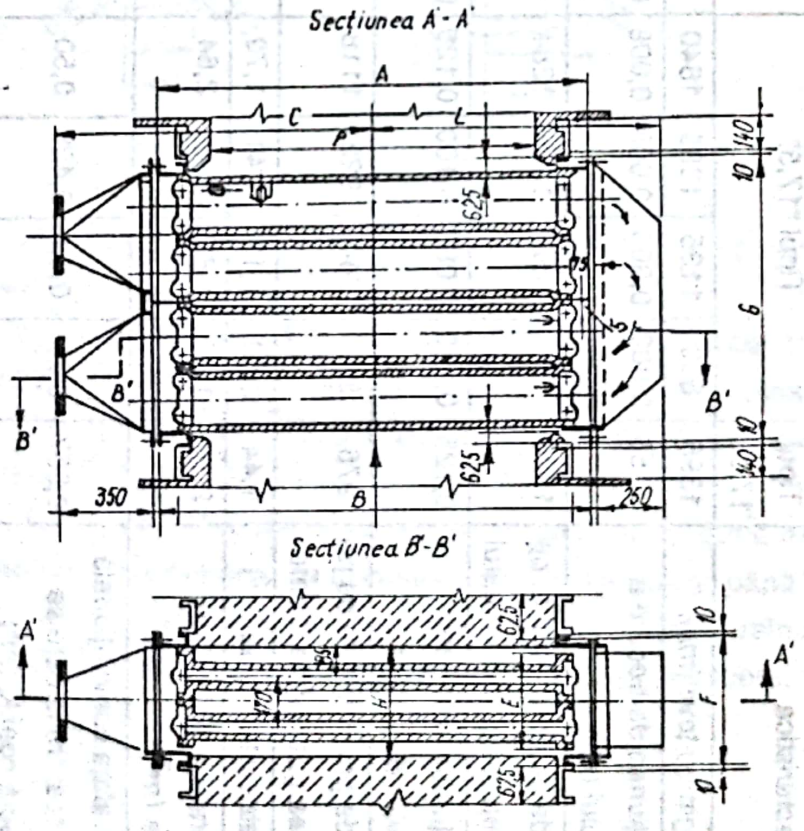


Figura 3.18.

Scanned with OKEN Scanner

Recuperatoarele din fontă şi oţel de tip termobloc se utilizează, în special, la cuptoarele mici de forţă, la care arderea nu se termină în cuptor şi la care alte tipuri de recuperatoare ar avea o durată mai redusă de funcţionare. De obicei, termoblocurile constau din două fascicule de tuburi sau canale dispuse perpendicular, care sunt solidarizate între ele prin intermediul unei carcase metalice, în care se toarnă fontă topită. Prin unul din fascicule, circulă gazele de radere, iar prin celălalt aerul care se preîncălzeşte.

Separarea acestor fluide este perfectă, fapt care permite şi preîncălzirea gazelor combustibile, fără a fi posibilă apariţia exploziilor.

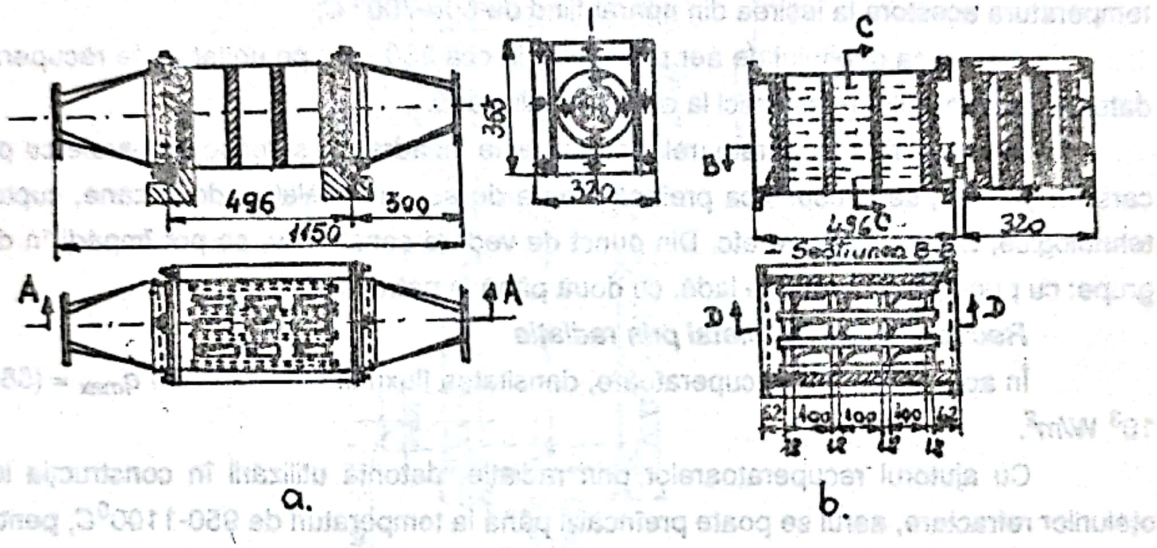


Figura 3.19. Recuperator monolit de tipul termobloc:

a - secţiune prin element;

b - termoblocul montat.

Pentru trecerea gazelor de ardere, fonta turnată în carcasă este străbătută de nişte canale ale căror axe de simetrie sunt perpendiculare pe direcţia după care este orientat fasciculul de ţevi. Schema de ansamblu a unui astfel de recuperator este prezentată în figura 3.19.

La termoblocurile termofilare, creşterea dimensiunilor recuperatorului, atrage după sine mari dificultăţi în privinţa tehnologiei turnării. De aceea, pentru creştere debitului şi temperaturii aerului preîncălzit, se construiesc termoblocuri asamblate din mai multe elemente. Aceste elemente pot avea forme diferite. Uneori, pot fi astfel construite încât asamblându-se alcătuiesc mai multe treceri, ceea ce permite preîncălzirea aerului la temperaturi de peste 300^0C, când temperatura gazelor de ardere la intrarea în acestea nu

Scanned with OKEN Scanner

depăşeşte 700^0C. Recuperatoarele termobloc se combină de obicei, cu recuperatoarele aciculare şi, mai rar, cu recuperatoarele din tuburi netede de oţel. În aceste situaţii, ele servesc ca secţiuni de protecţie pentru funcţionarea la temperaturi ale gazelor de ardere la intrarea în recuperatorul acicular, ce depăşesc valoarea admisibilă.

Deşi recuperatoarele termobloc au o mare durată de utilizare, sunt etanşe, iar construcţia lor este relativ simplă, ele prezintă şi dezavantaje ca:

- greutatea raportată la unitatea de căldură transmisă de 3-4 ori mai mare decât la recuperatoarele aciculare;
- recuperarea unei părţi relativ mici din căldura conţinută în gazele de ardere, temperatura acestora la ieşirea din aparat fiind de $600\text{-}700^0$ *C*;
- limitarea debitului de aer preîncălzit la cca 350 *kg/h* pe unitatea de recuperator, datorită dimensiunilor relativ mici la care se realizează.

În categoria recuperatoarelor metalice se încadrează şi recuperatoarele cu plăci, care, în general, se folosesc ca preîncălzitoare de aer în instalaţiile de cazane, cuptoare tehnologice, turbine cu gaze etc. Din punct de vedere constructiv, se pot împărţi în două grupe: cu pungi, şi în formă de ladă, cu două până la patru treceri.

Recuperatoare de metal prin radiaţie

În aceste tipuri de recuperatoare, densitatea fluxului termic maxim q_{max} = (58-93) 10^3 W/m^2.

Cu ajutorul recuperatoarelor prin radiaţie, datorită utilizării în construcţia lor a oţelurilor refractare, aerul se poate preîncălzi până la temperaturi de $950\text{-}1100^0C$, pentru o temperatură a gazelor de ardere de maxim 1650^0 *C*.

Din punct de vedere constructiv, în principiu sunt alcătuite din două tuburi metalice concentrice, de dimensiuni mari, tuburi legate elastic între ele prin compensatoare de dilataţii. Gazele de ardere trec:

- prin interior, în cazul încălzirii unilaterale;
- atât în interior cât şi prin exterior, în cazul încălzirii bilaterale.

În cazul recuperatoarelor prin radiaţie cu încălzire unilaterală (figura 3.20), grosimea tablei tuburilor este de 3-6 *mm* şi diametrul tubului interior variază între 0,6-1,6 mm. Distanţa dintre tuburi variază între 10 şi 70 *mm*. Pentru ghidarea curgerii aerului cu o viteză de 20-30 *m/s* se utilizează o spirală sau nervuri (fig. 3.21.).

În cazul recuperatoarelor prin radiaţie cu încălzire bilaterală (fig 3.22.), atât tubul interior cât şi tubul exterior constituie suprafeţe de încălzire care primesc densităţile fluxurilor termice q_1 respectiv q_2.

Scanned with OKEN Scanner

Principalul avantaj al acestor recuperatoare este gabaritul lor redus. În marea majoritate a cazurilor, recuperarea căldurii este incompletă şi din această cauză, pentru o recuperare cât mai completă, se montează în serie un recuperator convectiv cu un recuperator prin radiaţie (fig. 3.23.).

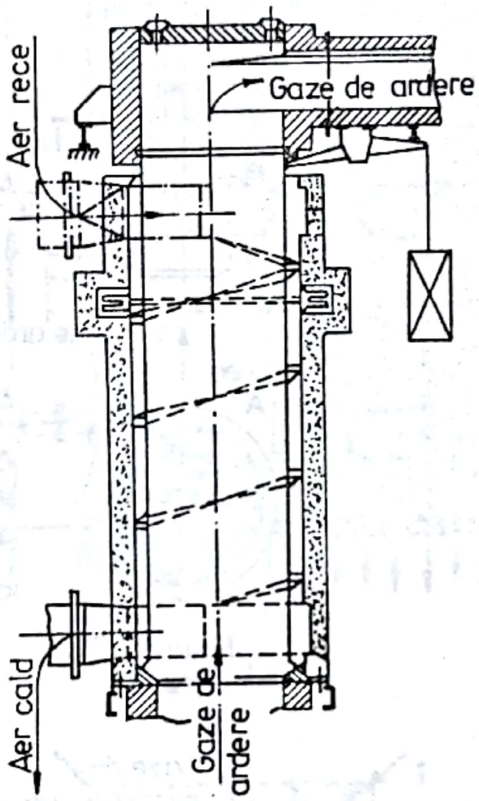


Figura 3.20.

In acest caz, recuperatorul din ţevi netede de oţel (2) preîncălzeşte aerul până la 300-400^0C şi apoi este încălzit în continuare până la 600-700^0C în recuperatorul prin radiaţie (1), temperatura gazelor de ardere este de 1200-1250^0C.

Pentru preîncălzirea combustibililor de tip gazos se pot utiliza recuperatoare de tip colivie şi recuperatoare cu tuburi în spirală (fig. 3.24.) (fiind etanşe), recuperatoare ce prezintă şi avantajul expunerii unor suprafeţe de schimb de căldură mari, evitând totodată grosimea excesivă a tuburilor concentrice de tablă.

Scanned with OKEN Scanner

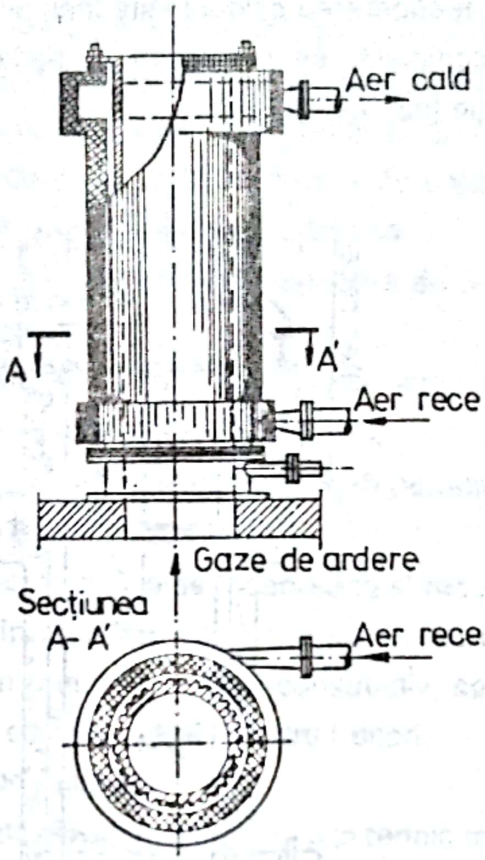


Figura 3.21.

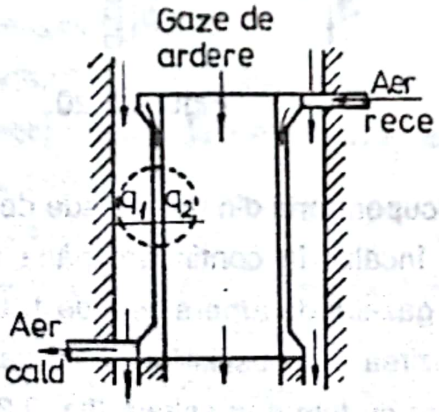


Figura 3.22.

Scanned with OKEN Scanner

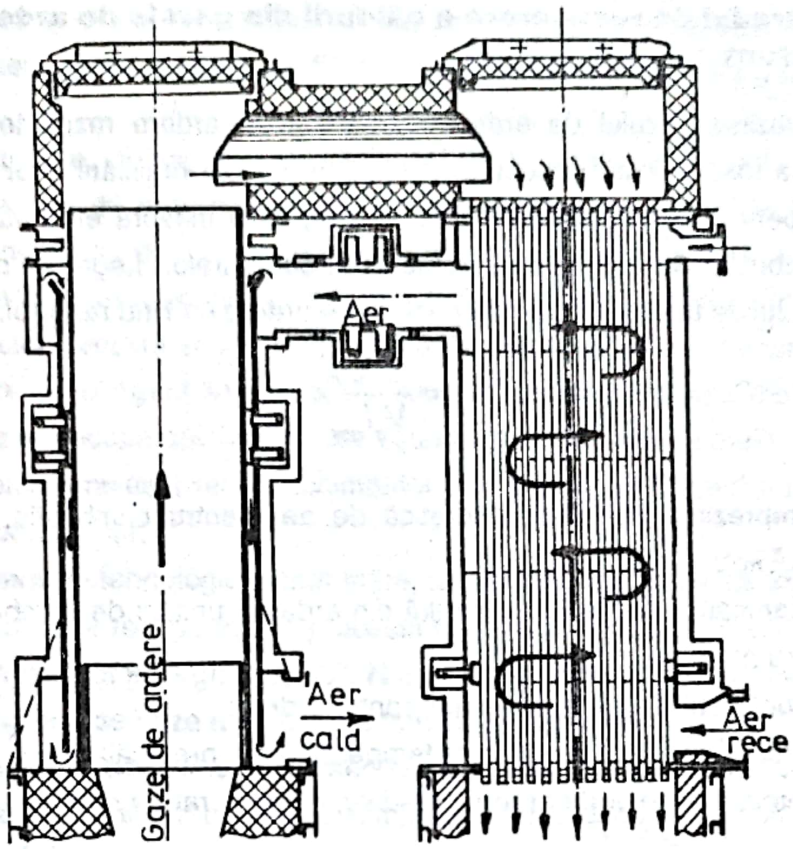


Figura 3.23.

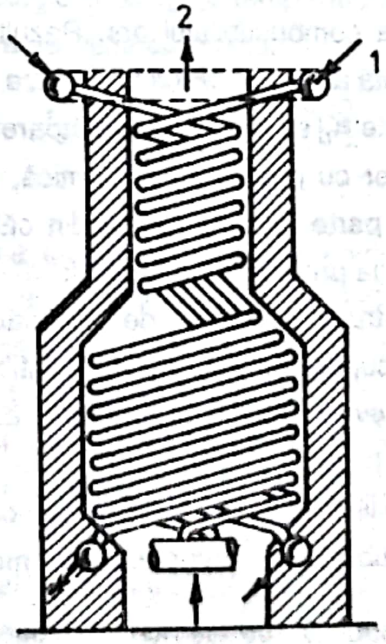


Figura 3.24.

Scanned with OKEN Scanner

3.4. Gradul de recuperare a căldurii din gazele de ardere funcţie de natura combustibilului.

Preîncălzirea aerului de ardere cu gazele de ardere rezultate din procesele pirotehnologice a fost aplicată la cuptoare, iniţial, în scopul realizării unor temperaturi de ardere ridicate pentru topirea metalelor, iar ulterior, ca o măsură eficientă şi în vederea economisirii combustibililor şi măririi randamentelor cuptoarelor. Legat de cele de mai sus se defineşte gradul de utilizare a căldurii gazelor de ardere ca fiind raportul:

$$K_u = \frac{\alpha V_0 i_{ai}}{V_g i_{gev}}$$

unde:

V_0 - reprezintă cantitatea teoretică de aer pentru combustie, în *kg/kg* (sau m_N^3/kg);

V_g - cantitatea de gaze ce rezultă din arderea unităţii de combustibil, în kg/kg (sau m_N^3/kg);

α - coeficientul excesului de aer pentru ardere;

i_{ai} - entalpia aerului, în *kJ/kg*, la temperatura de preîncălzire t_{ai};

i_{gev} - entalpia gazelor de ardere, în *kJ/kg*, la temperatura de evacuare din cuptor, i_{gev}

Pentru cazul ideal, nerealizabil în practică, când $t_{ai} = t_{gev}$ în intervalul de temperaturi la care se preîncălzeşte aerul pentru combustie şi $i_{ai} / i_{gevi} = 0{,}94 \ldots 0{,}96$. Atât αV_0 cât şi V_g depind de natura combustibilului ars. Rezultă că pentru combustibilii cu putere calorică mare, valorile limită ale K_u sunt (păcura, gaze naturale) $K_u = 0{,}5 \ldots 0{,}6$.

Ţinând seama de valorile K_u se pot trage următoarele concluzii:

- în cazul combustibililor cu putere calorică mică, având nevoie de o cantitate redusă de aer de combustie, o parte mult mai mică din căldura conţinută în gazele de ardere evacuate poate fi utilizată la preîncălzirea aerului;

- la aceleaşi valori pentru temperatura de preîncălzire a aerului şi temperatura gazelor de ardere intrate în recuperator, pentru combustibilii cu putere calorică mare, temperatura gazelor de ardere evacuate din recuperator este mai mică decât în cazul combustibililor cu putere calorică mică;

- în cazul combustibililor gazoşi cu putere calorică mică este indicată preîncălzirea aerului şi combustibilului în recuperatoare montate în paralel pe traseul gazelor de ardere.

Scanned with OKEN Scanner

Practica a arătat că pentru a realiza construcţii raţionale, temperatura de preîncălzire a aerului, t_{ai} , trebuie să fie mai mică decât temperatura gazelor de ardere evacuate t_{gev} .

Prin urmare, folosirea căldurii gazelor de ardere evacuate numai pentru preîncălzirea gazelor de ardere şi eventual al combustibilului, conduce la o recuperare tehnologică incompletă, denumită de obicei recuperare primară. De aceea, se poate completa cu recuperarea tehnologică pentru preîncălzirea şarjei cuptorului, înaintea preîncălzirii aerului, precum şi cu o recuperare în afara cuptorului, denumită energetică, pentru producerea unui agent energetic, de exemplu apa caldă, aburul etc.

În cazul recuperării energetice cunoscute şi sub numele de recuperare secundară, trebuie amplasat un alt schimbător de căldură pe traseul gazelor de ardere după recuperatorul primar.

Recuperarea tehnologică, care măreşte randamentul utilajului, este caracterizată prin includerea căldurii recuperate în procesul tehnologic, din care rezultă şi că aceasta trebuie făcută în cel mai înalt grad posibil. Numai după aceea se poate trece la realizarea recuperării energetice pe baza unor calcule tehnico-economice.

Se subliniază că preîncălzirea aerului de ardere şi a combustibilului gazos, atunci când este cazul, determină creşterea temperaturii teoretice de ardere, astfel că se lărgeşte domeniul de aplicare a combustibililor cu putere calorică mică.

Temperatura de ardere adiabatică, t_a , a combustibilului, considerând constante temperatura produsului tehnologic final t_p şi temperatura t_{gev} a gazelor de ardere, la ieşirea din spaţiul de lucru, se determină cu relaţia:

$$t_a = \frac{H_i + Q_{fi}}{V_g c_g}, \quad [^0C],$$

unde:

Q_{fi} - reprezintă suma căldurilor fizice ale componentelor necesare arderii, în *kJ/kg* (căldura adusă de aerul preîncălzit şi combustibil);

c_g - căldura specifică a gazelor de ardere, în *kJ/(kg ^0C)*;

H_i - puterea calorică inferioară, în *kJ/kg*.

Preîncălzirea aerului de ardere la cuptoarele industriale are două efecte principale şi anume: un efect tehnologic şi un efect energetic care se vor analiza în continuare.

Efectul tehnologic al preîncălzirii aerului de combustie se manifestă prin creşterea productivităţii agregatului. Creşterea productivităţii este determinată de creşterea temperaturii de ardere şi prin urmare a temperaturii medii a gazelor de ardere

Scanned with OKEN Scanner

evacuate din spaţiul de lucru. Aşa cum s-a arătat, temperatura de ardere adiabatică t_a are valoarea dată de relaţia de mai sus. Ţinând seama de disocierea CO_2 şi H_2O, se determină temperatura teoretică de ardere t_{ta}, care este mai mică decât t_a. Temperatura medie efectivă a gazelor de ardere în camera de lucru, în condiţiile schimbului de căldură prin radiaţie, se determină cu relaţia:

$$Tg = \sqrt{T_{gm} \cdot T_{gev}}, \quad [K],$$

unde:

T_{gm} - este temperatura maximă a gazelor de ardere în centrul arderii şi se determină cu relaţia:

$$T_{gm} = \tau t_a + 273, \quad [^0C],$$

unde:

τ este coeficientul pirometric. El depinde de viteza arderii combustibilului care este determinată în general de intensitatea formării amestecului gaze - aer. În cazul arderii acestui amestec pregătit în prealabil, τ se apropie de 1, iar valoarea t_{gm} se apropie de valoarea temperaturii teoretice sau adiabatice de ardere în funcţie de existenţa sau lipsa disocierii parţiale a CO_2 şi H_2O. Pentru majoritatea cuptoarelor, valoarea coeficientului pirometric este 0,75-0,9. Cantitatea specifică de căldură primită de suprafaţa vetrei camerei de lucru se determină cu relaţia:

$$q = C_p \left[\left(\frac{T_q}{100} \right)^4 - \left(\frac{Tp}{100} \right)^4 \right], \quad [kW/m^2],$$

unde:

C_p - este coeficientul de negreală al schimbului de căldură prin radiaţie, în sistemul format de ardere - zidărie - produs tehnologic.

Notându-se cu q_0 cantitatea specifică de căldură primită de vatra camerei de lucru la funcţionarea fără preîncălzire a aerului (cu insuflare la rece) şi considerând-o ca termen de comparaţie pentru aprecierea efectului preîncălzirii aerului (cu insuflare la cald) rezultă aspectele prezentate în figura 3.25.

Se constată că prin preîncălzirea aerului, productivitatea specifică a cuptorului creşte cu 25% pentru o temperatură de preîncălzire de 400^0C şi cu 65-70 la 800^0C. Aceste concluzii s-au obţinut pentru o valoare a temperaturii produsului t_p destul de ridicată. Creşterea mai departe a acesteia, conduce la o mărire şi mai mare a raportului q/q_0, adică măreşte efectul tehnologic al preîncălzirii. Acest efect are drept consecinţă accelerarea procesului tehnologic, reducerea dimensiunilor şi a costului camerei de lucru a cuptorului şi posibilitatea măririi puterii lui. Simultan cu aceasta, odată cu creşterea raportului q/q_0 are loc redistribuţia unor componente ale căldurii preluată de camera de

Scanned with OKEN Scanner

lucru; se măreşte valoarea relativă a cantităţii de căldură primită util, reducându-se consumul specific de combustibil. La o temperatură mai coborâtă a produsului t_p, creşterea încărcării specifice q/q_0 odată cu creşterea temperaturii t_{ai} de preîncălzire, se reduce sensibil.

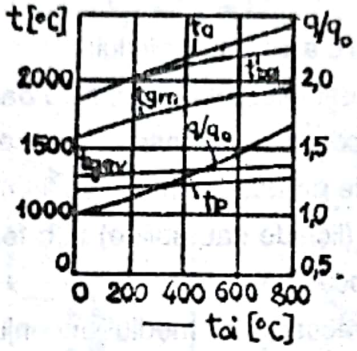


Figura 3.25. Variaţia comparativă a regimului termic şi a încărcării specifice a cuptorului pentru încălzirea metalelor, la creşterea temperaturii aerului preîncălzit (cuptorul funcţionează cu gaz metan)

Prin preîncălzirea aerului de combustie se economiseşte o cantitate de energie, legată chimic sub formă de combustibil, mai mare decât căldura sensibilă introdusă în cuptor cu aerul preîncălzit.

Această proprietate a preîncălzirii aerului şi combustibilului este determinată de următoarele economii de energie care rezultă prin preîncălzire:

- economisirea cantităţii de căldură care ar fi fost necesară pentru încălzirea aerului de combustie sau a combustibilului, de la temperatura mediului ambiant t_{ae} până la temperatura de preîncălzire t_{ai};
- economisirea cantităţii de căldură, care ar fi fost necesară pentru încălzirea aerului necesar arderii cantităţii de combustibil economisită, de la temperatura mediului ambiant, până la temperatura de evacuare a gazelor de ardere, t_{gev}.

Efectul energetic al preîncălzirii aerului de ardere cu gazele de ardere este exprimat de reducerea consumului de combustibil. Pentru evidenţierea valorii şi a legăturii acestei reduceri cu diverşi factori care o determină se va considera cel mai simplu proces pirotehnologic, la care, în bilanţul termic, căldura degajată de reacţiile exoterme din camera de lucru Q_{ix}=0, căldura absorbită în reacţiile endoterme din încărcătura Q_{in}=0 şi

Scanned with OKEN Scanner

căldura fizică a materialelor tehnologice de bază Q_{ft}=0, ceea ce corespunde majorităţii cuptoarelor de preîncălzire.

Bilanţul termic al procesului pirotehnologic propriu-zis fără a ţine seama de utilizarea căldurii în afara limitelor camerei de lucru este dat în general de relaţia:

$$Q_{cc}+Q_{ix}+Q_{ft}+Q_{fi}=Q_{pt}+Q_{in}+Q_{ig}+Q_r+Q_g, \ [KW],$$

unde:

Q_{cc} - căldura legată chimic a combustibilului;

Q_{ft} - cădura fizică a materialelor tehnologice de bază;

Q_{fi} - suma căldurilor fizice ale componentelor necesare arderii;

Q_{pt} - căldura conţinută de produsul tehnologic final;

Q_{zg} - căldura deşeurilor (lichide sau solide) sub formă de zgură şi alte produse rezultate în urma proceselor;

Q_r - căldura totală evacuată în mediul înconjurător prin răcirea forţată a camerei de lucru şi prin dispersia în atmosferă;

Q_g - conţinutul total de căldură al gazelor evacuate, căldura sensibilă şi cea legată chimic.

În ipoteza lipsei preîncălzirii aerului de combustie şi a neglijării căldurii fizice a aerului aspirat, căldura utilă Q_u se determină cu relaţia:

$$Q_u' = Q_{pt} + Q_{in} + Q_{ft}, \quad [KW].$$

Relaţia este aplicabilă oricărui proces pirotehnologic, de la simpla încălzire a materialului, când $Q_u' = Q_{pt}$, până la topirea minereului sau a concentratelor, când în încărcătură apar reacţii endoterme.

Modificarea fluxurilor energetice ale proceselor care au loc în cuptoarele industriale, prin introducerea preîncălzirii aerului, este prezentată în figura 3.26.

Economia de energie realizată prin preîncălzirea aerului se determină ca diferenţă între cantităţile de căldură introduse în cuptor cu combustibilul, înainte şi după preîncălzire, considerându-se iniţial constante, cantitatea orară de căldură preluată la camera de lucru şi temperatura t_{gev} a gazelor de ardere, ceea ce la prima cedere pare adevărat.

Cantitatea de căldură Q_a, preluată de aerul de combustie prin preîncălzire ar fi:

$$Q_a = (B_1 - B_2)\, H_i, \ [KW].$$

Relaţia nu este corectă deoarece nu ia în consideraţie că, la ardere, nu este vorba de un amestec aer-gaze, ci de o combinaţie chimică cu modificări voltmetrice. Comparaţia trebuie făcută ţinând seama de următoarele:

Scanned with OKEN Scanner

- atât înaintea preîncălzirii aerului, cât şi după aceea, se poate spune că: $Q_{u1} = Q_{u2} = Q_u$, având loc acelaşi proces tehnologic cu aceeaşi tehnologie $Q_{r1} = Q_{r2} = Q_r$ (tipul şi mărimea cuptorului sunt aceleaşi);

- temperatura gazelor de ardere rămâne aceeaşi în cele două cazuri, procesul tehnologic fiind acelaşi deci:

$$t_{g1} = t_{g2} = t_{gev}.$$

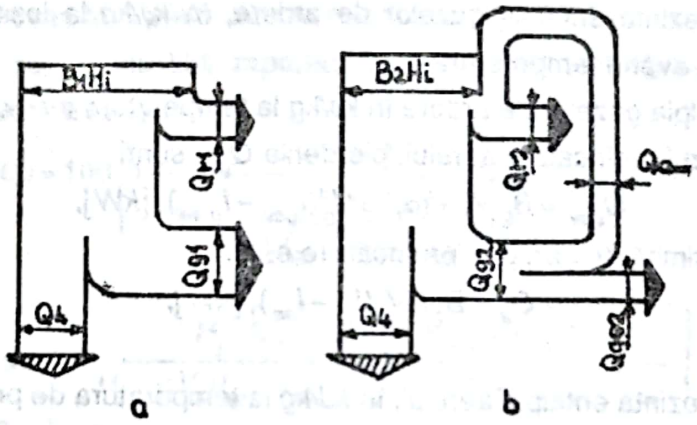


Figura 3.26. Diagramele Sankey pentru fluxurile de energie ale unui cuptor industrial:

a - înaintea preîncălzirii aerului;
b - după preîncălzirea aerului cu gazele de ardere;
B_1, B_2 - cantitatea de combustibil introdus;
H_i - puterea calorică a combustibilului;
Q_u - căldura utilă;
Q_r - pierderi de căldură prin radiaţie;
Q_g - pierderi de căldură cu gazele evacuate din cuptor;
Q_{ge2} - pierderi de căldură cu gazele evacuate din preîncălzitorul de aer;
Q_a - căldura conţinută de aerul preîncălzit.

Ţinând seama de acestea, bilanţul termic al cuptorului în cazul considerat în care $Q_{ex} = 0$ şi $Q_{ft} = 0$ şi $Q_{ft} = 0$ este următoarea:

- înaintea introducerii preîncălzirii aerului:

$$B_i H_i = Q_u + Q_r + Q_{g1}, \ [KW];$$

- după introducerea preîncălzirii aerului:

$$B_2 H_i + Q_a = Q_u + Q_r + Q_{g2}, \ [KW].$$

Scanned with OKEN Scanner

Debitul de gaze rezultat din arderea unității de combustibil cu excesul de aer α este dat de relația:

$$D_g = V_g + (\alpha - 1)V_0^{\cdot}, \left[m_N^3 / kg\right].$$

Pierderile de căldură cu gazele evacuate din cuptor sunt:

$$Q_{g1} = B_1 V_g + (\alpha - 1)V_0 (i_{gev} - i_{g,ae}), [kW],$$

unde:

i_{gev} - reprezintă entalpia gazelor de ardere, în *kJ/kg* la ieșirea din camera de lucru, având temperatura t_{gev};

$i_{g,ae}$ - entalpia gazelor de ardere în kJ/kg la temperatura mediului exterior, t_{ae}.

Pentru cazul preîncălzirii aerului, pierderile Q_{gev} sunt:

$$Q_{gev} = B_2 \left[V_v + (\alpha - 1)V_0\right](i_{gev} - i_{g,ae}), [kW],$$

Căldura primită de aer, prin preîncălzire este:

$$Q_a = B_2 \alpha V_0 (i_{ai} - i_{ae}), [kW],$$

unde:

i_{ai} - reprezintă entalpia aerului, în *kJ/kg* la temperatura de preîncălzire t_{ai};

i_{ae} - entalpia aerului în *kJ/kg* la temperatura mediului exterior t_{ae}.

Pentru comparația celor două cazuri se folosește factorul de multiplicare al economiei de combustibil μ, introdus de Szargut, care are expresia generală:

$$\mu = (B_1 - B_2)\, H/Q_u .$$

Rezultă:

$$B_1 = \frac{Q_u + Q_r}{H_l - \left[V_g + (\alpha - 1)V_0\right](i_{gev} - i_{g,ae})}, \left[m^3 / s\right];$$

$$B_2 = \frac{Q_u + Q_r}{H_l + \alpha_0 (i_{ai} - i_{ae}) - \left[V_g + (\alpha - 1)V_0\right](i_{gev} - i_{g,ae})}.$$

Înlocuind în relația lui μ, valoarea lui Q_a dată de expresia lui Q_a se obține factorul de multiplicare:

$$\mu = \left(\frac{B_1}{B_2} - 1\right)\frac{H_l}{\alpha V_0 (i_{ai} - i_{ae})} \qquad (1)$$

Sau înlocuind expresiile consumurilor de combustibil B_1 și B_2 se obține:

$$\mu = \frac{H_l}{H_l - \left[V_g + (\alpha - 1)V_0\right](i_{gev} - i_{g,ae})} \qquad (2)$$

Deoarece $i_{gev} > i_{g,ae}$ rezultă că $\mu > 1$, deci că energia potențială economisită sub formă de combustibil este mai mare decât căldura sensibilă a aerului de ardere preîncălzit.

Scanned with OKEN Scanner

Din relaţie, rezultă că factorul de multiplicare a economiei de combustibil, realizată prin preîncălzirea aerului de ardere este funcţie de puterea calorică inferioară H_i a combustibilului tehnologic înlocuit şi de temperatura de evacuare a gazelor de ardere.

Egalând relaţiile (1) şi (2) se obţine raportul B_2/B_1 în procente:

$$\frac{B_2}{B_1}100=\frac{100}{1+\dfrac{\alpha V_0(i_{ai}-i_{ae})}{H_i-[V_g+(\alpha-1)V_0](i_{gev}-i_{g,ae})}}, \quad \%$$

Relaţia exprimă procentual valoarea consumului de combustibil cu aer preîncălzit din combustibilul necesar, fără preîncălzirea aerului.

Economia de combustibil raportată la consumul fără preîncălzire $\Delta B/B$, în procente, se determină cu relaţia:

$$\frac{\Delta B}{B}100=100\left[1-\frac{1}{1+\dfrac{\alpha V_0(i_{ai}-i_{ae})}{H_i-[V_g+(\alpha-1)V_0](i_{gev}-i_{g,ae})}}\right], \quad \%$$

sau

$$\frac{\Delta B}{B}100=100\left[1-\frac{H_i-[V_g+(\alpha-1)V_0](i_{gev}-i_{g,ae})}{H_i-\alpha V_0(i_{ai}-i_{ae})-[V_g+(\alpha-1)V_0](i_{gev}-i_{g,ae})}\right], \quad \%$$

În figura 3.27. s-a reprezentat variaţia economiei de combustibil $\Delta B/B$ în procente, din consumul de combustibil fără preîncălzire, funcţie de t_{ai}, pentru gazul metan (CH_4) cu puterea calorică H_i = 35500 kJ/m_N^3 pentru excesul de aer α = 1, temperatura gazelor de ardere evaluate t_{gev} = 1200^{0}C şi temperatura aerului exterior t_{ae} = 10^0C . Se observă că la o temperatură de preîncălzire a aerului de 1000^0C , economia de combustibil din consum, necesară preîncălzirea aerului este de 44,5%. Şi pentru alţi combustibili se poate determina variaţia economiei de combustibil, în procente, funcţie de temperatura de preîncălzire t_{ai}. Cu ajutorul acestor diagrame se ilustrează sugestiv efectul energetic al preîncălzirii aerului de combustie la cuptoare. În prezent, prin utilizarea regeneratoarelor cu pat fix de bile ceramice, pentru preîncălzirea aerului de ardere la cuptoare, temperatura de preîncălzire poate să atingă 1000^0C.

Aceste soluţii tehnice vor fi descrise în continuare. În general, prin utilizarea recuperatoarelor metalice la cuptoarele de încălzire, temperatura de preîncălzire a aerului este în jur de 300^0C. Economia relativă de combustibil, în procente, în cazul folosirii gazului metan, ridicând temperatura de preîncălzire de la 300^0C la 1000^0C, este de 44,5 - 17,5 = 27%, din cantitatea necesară de combustibil fără preîncălzirea aerului.

Din cele spuse rezultă că preîncălzirea aerului de combustie este primul şi cel mai eficient procedeu de folosire a căldurii gazelor de ardere, atât din punct de vedere tehnologic cât şi energetic. Pe această cale, aşa cum s-a arătat nu se poate însă utiliza

Scanned with OKEN Scanner

întreaga cantitate de căldură a gazelor de ardere, datorită limitelor tehnico-economice ale preîncălzirii aerului de combustie.

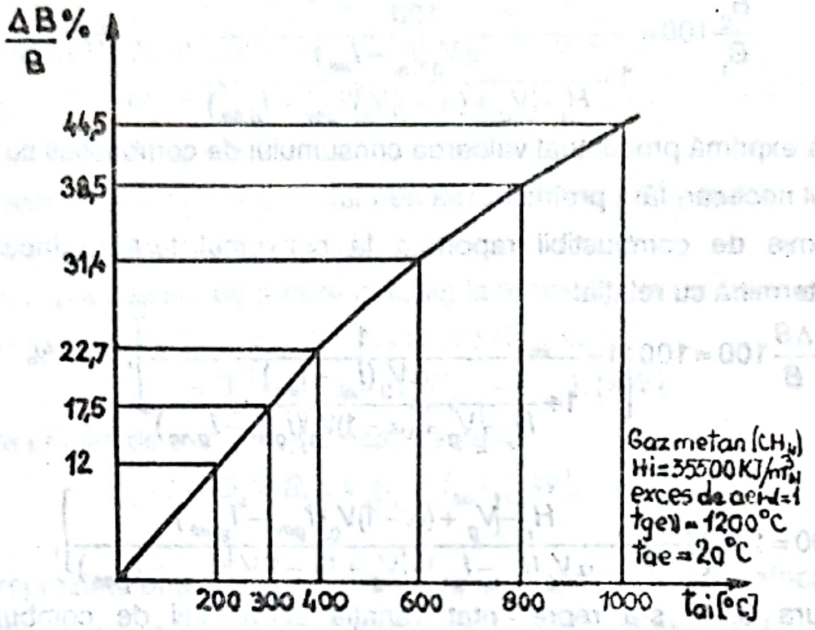


Figura 3.27. Economia de combustibil în % din cantitatea necesară, fără preîncălzire, pentru gaz metan (CH_4).

De asemenea, în marea majoritate a cazurilor, debitul de căldură al gazelor de ardere disponibil pentru utilizare este mai mare decât necesarul de căldură pentru preîncălzirea aerului de combustie al cuptorului, aşa cum s-a arătat în primul paragraf, unde s-a făcut analiza gradului de recuperare a căldurii din gazele de ardere.

Acest fapt impune utilizarea căldurii gazelor de ardere de la cuptoarele industriale şi în alte direcţii cum ar fi preîncălzirea materialelor tehnologice sau pentru scopuri energetice, producându-se agenţi cum ar fi apa caldă, aburul etc., prin intermediul cărora se valorifică căldura conţinută în gazele de ardere, în afara utilajului.

Preîncălzirea aerului la cuptoarele industriale se realizează cu schimbătoare de căldură de tipul recuperatoarelor sau regeneratoarelor, care se vor prezenta în continuare.

Aprecierea unui recuperator se face pe baza analizei comparative a unor caracteristici tehnico-funcţionale şi tehnico-economice cum ar fi: gradul de recuperare a căldurii gazelor, rezistenţa termomecanică a recuperatorului, suprafaţa specifică, încărcarea termică a suprafeţei recuperatorului, inerţia termică şi etanşeitatea.

Scanned with OKEN Scanner

Gradul de recuperare, R, al unui recuperator reprezintă raportul dintre cantitatea de căldură primită de aer şi cea conţinută în gazele de ardere la intrare în recuperator, adică:

$$R = 100\ D_a(i_{ai} - i_{ae}) / D_g\ i_{gev}\ ,\ (\%),$$

unde:

D_a - reprezintă debitul de aer care trece prin recuperator în m_N^3 / h;

D_g - debitul gazelor de ardere evacuate din cuptor şi care trece prin recuperator în m_N^3 / h;

i_{ai} - entalpia aerului preîncălzit, la temperatura t_{ai}, în kJ / m_N^3 ;

i_{ae} - entalpia aerului exterior, la temperatura t_{ae} în kJ / m_N^3 ;

i_{gev} - entalpia gazelor de ardere evacuate din cuptor la temperatura t_{gev} în kJ / m_N^3 .

Valoarea gradului de recuperare este cu atât mai mare cu cât este mai mare entalpia i_{ai} respectiv i_{ae}, ceilalţi factori trebuie consideraţi ca având valori constante la un cuptor. D_a şi D_g fiind determinaţi de legile arderii combustibilului, iar i_{gev} este legat de temperatura de evacuare a gazelor din cuptor.

Rezistenţa termomecanică a recuperatorului determinată de tipul acestuia şi de materialul din care este construit, limitează mărimile temperaturilor t_{gev} şi t_{ai}. Un recuperator eficient trebuie să permită intrarea gazelor cu temperatură foarte apropiată de cea de evacuare din cuptor, iar aerul să fie preîncălzit la temperatură cât mai ridicată. Din punct de vedere al economiei de combustibil, recuperatorul trebuie să aibă o rezistenţă termomecanică cât mai ridicată, adică să fie construit din oţeluri înalt refractare.

Suprafaţa specifică S_r a recuperatorului este raportul dintre suprafaţa de transfer termic A şi volumul recuperatorului V:

$$S_r = A / V\ ,\ [m^3/m^3].$$

Cu cât suprafaţa specifică este mai mare, cu atât construcţia recuperatorului este mai compactă, mai puţin voluminoasă, uşurând problema amplasării lui.

Încărcarea termică a suprafeţei recuperatorului este căldura transmisă de la gaze la aer prin pereţi, pe unitatea de suprafaţă:

$$i_t = Q / A\ ,\ [kJ/m_N^3].$$

Valori mai mari ale încărcării termice, înseamnă construcţia mai compactă, mai raţională a recuperatorului.

Inerţia termică reprezintă durata încălzirii sale, adică timpul necesar ca să ajungă la regimul de temperatură staţionar. Această durată este determinată şi de tipul necesar încălzirii cuptorului, dar şi de construcţia recuperatoarelor.

Scanned with OKEN Scanner

Cele de construcţie metalică cu pereţi subţiri au inerţie minimă, iar cele ceramice, înzidite din cărămizi, au inerţia termică mare. Inerţia termică a recuperatorului trebuie corelată cu regimul de funcţionare a cuptorului; cuptoarele cu funcţionare intermitentă trebuie să fie echipate cu recuperatoare cu inerţia termică mică, iar cele cu funcţionare continuă, pot avea recuperatoare cu inerţie termică mare.

Etanşeitatea este o caracteristică foarte importantă, la recuperatoarele în care se preîncălzeşte combustibil gazos, deoarece neetanşeitatea perfectă poate duce la formarea de amestecuri combustibil-aer detonate, sau cu autoaprindere, ceea ce nu este permis.Dar etanşeitatea caracterizează eficienţa şi a recuperatoarelor destinate preîncălzirii aerului de combustie, deoarece, la cele neetanşe, pătrunderea aerului pe traseul gazelor de ardere, determină răcirea acestora, iar pierderile de aer trebuie compensate prin insuflarea unui debit mărit de aer, fiind necesar un ventilator mai mare.

3.5. Calculul termic al recuperatoarelor şi regeneratoarelor.

3.5.1. Calculul termic al recuperatoarelor

Transferul de căldură în recuperator. În figura 3.28 se prezintă schema transferului termic într-un punct al peretelui unui recuperator, cele două fluide gazoase, circulând de o parte şi de alta a peretelui despărţitor şi în acelaşi timp transmiţător de căldură al recuperatorului. Caracterul staţionar al funcţionării recuperatorului decurge din faptul că după intrarea în regim normal de funcţionare (încălzirea recuperatorului), câmpul de temperatură rămâne constant în timp, adică atât temperaturile celor două fluide gazoase, cât şi cea a peretelui despărţitor, în orice punct al recuperatorului nu se modifică.

După direcţiile de circulaţie ale celor două fluide gazoase, recuperatoarele pot fi cu curenţi paraleli sau cu curenţi încrucişaţi. După sensul general al circulaţiei, ele pot fi în echicurent sau contracurent. Schema de circulaţie a fluidelor influienţează transferul termic de la gaze la aer, respectiv aspectul câmpului de temperatură al recuperatorului. Pentru exemplificare se vor analiza aceste aspecte, în cazul recuperatoarelor cu curenţi paraleli în echi- sau contracurent (fig. 3.29.).În mabele cazuri s-au considerat aceleaşi valori pentru temperaturile iniţiale ale gazelor de ardere t_{g1} şi a aerului t_{a1} şi aceeaşi mărime a suprafeţei de transfer termic. Se observă că în cazul contracurentului, temperatura finală a aerului este mai ridicată decât în cazul echicurentului ($t^c_{a2} > t^c_{a2}$), iar temperatura finală a aerului o poate depăşi pe cea finală a gazelor de ardere ($t^c_{a2} > t^c_{g2}$). De asemeni $t^c_{g2} > t^c_{g2}$.

Scanned with OKEN Scanner

Toate acestea arată că în cazul recuperatoarelor în contracurent, căldura gazelor de ardere intrate în recuperator este utilizată mai complet, deci aceste recuperatoare sunt mai eficiente.

În schimb, temperatura maximă a peretelui în cazul contracurentului este mai ridicată decât în cazul echicurentului, ceea ce înseamnă că la construirea acestor recuperatoare trebuie utilizate materiale cu proprietăţi termomecanice ridicate. Practic, cu excepţia celor prin radiaţie, recuperatoarele nu se construiesc cu curenţi paraleli, ele se construiesc după schema de curenţi încrucişaţi, cu una sau mai multe ramuri de încrucişare.

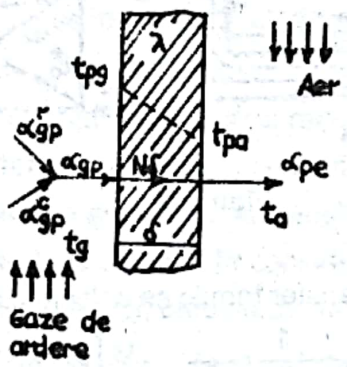


Figura 3.28. Schema transferului termic într-un punct al peretelui recuperatorului:

t_g - temperatura gazelor în punctul considerat;
t_a - temperatura aerului;
t_{pg} - temperatura suprafeţei peretelui în contact cu gazele;
t_{pa} - temperatura suprafeţei peretelui în contact cu aerul;
δ - grosimea peretelui;
λ - conductivitatea termică a peretelui;
α_{gp} - coeficientul de transfer termic de la gaze la suprafaţa peretelui având componente de convecţie α^c_{gp} şi cea prin radiaţie α^c_{gp};
α_{pa} - coeficientul de transfer termic de la perete la aer.

În recuperatoarele cu curenţi încrucişaţi, câmpul K de temperatură are un aspect mai complex decât în cele cu curenţi paraleli.

Cantitatea de căldură Q, în W, transferată de la gazele de ardere la aer, prin peretele despărţitor, se calculează cu relaţia:

$$Q = KS\,\Delta t\ , \quad [W],$$

Scanned with OKEN Scanner

unde:

k - este coeficientul global de transfer termic, în W/m^2.

S - suprafaţa de transfer termic, în m^2;

Δt - diferenţa medie, pe parcursul întregului recuperator, dintre temperatura gazelor de ardere şi aer, în ^0C.

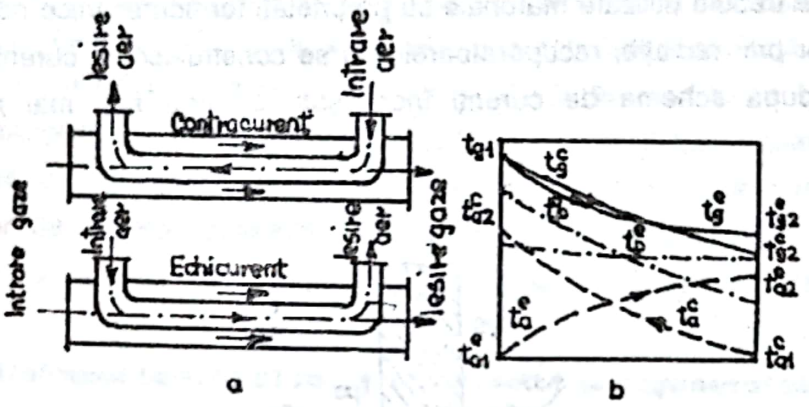


Figura 3.29.

Coeficientul global de transfer termic se calculează cu relaţia:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{gp}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{pa}}}, \quad \left[W/m^2\ {}^0C\right]$$

unde:

α_{gp} - reprezintă coeficientul de cedare a căldurii de la gazele de ardere la suprafaţa respectivă a peretelui, în $W/(m^2\,{}^oC)$:

δ/λ - rezistenţa termică a peretelui, în $^oC/W$;

δ - grosimea peretelui, în m;

λ - conductivitatea termică a peretelui, în $W/(m\,{}^oC)$;

α_{pa} - coeficientul de cedare a căldurii de la suprafaţa respectivă a peretelui, la aer, în $W/(m^2\,{}^oC)$.

În timp ce α_{pa} este un coeficient convectiv, α_{gp} se compune din coeficientul de convecţie şi cel de radiaţie:

$$\alpha_{gp} = \alpha^c_{gp} + \alpha^r_{gp}, \quad \left[W/(m^2.{}^o C)\right]$$

Pentru pereţi despărţitori cu rezistenţă termică practic nulă (metalici, cu grosimea redusă), coeficientul global de transfer termic, K se calculează cu relaţia:

$$K = \alpha_{gp} + \alpha_{pa}\,/\,\alpha_{gp} + \alpha_{pa}, \quad \left[W/(m^2.{}^o C)\right]$$

Scanned with OKEN Scanner

Dacă între suprafaţa în contact cu gazele S_g şi cea în contact cu aerul S_a există o diferenţă mare, valoarea coeficientului de transfer termic raportat la S_g se calculează cu relaţia:

$$K_g = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{pa}\frac{S_a}{S_g}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{gp}}}, \quad \left[W/m^2\ {}^0C\right]$$

iar cea raportată la suprafaţa S_a, cu relaţia:

$$K_a = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{gp}\frac{S_p}{S_a}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{pa}}}, \quad \left[W/m^2\ {}^0C\right]$$

Coeficienţii α^c_{ga}, α^c_{pa} şi α^r_{gp} se determină utilizând relaţiile din teoria transferului termic.

Temperaturile fluidelor variază pe parcursul recuperatorului şi din această cauză valorile coeficienţilor de transfer termic nu sunt aceleaşi în fiecare punct. De aceea, ele se calculează cu valori medii pe întreaga suprafaţă de transfer *r* termic a recuperatorului. De asemenea, din aceleaşi motive, trebuie să se ia în consideraţie o diferenţă medie Δt dintre temperaturile gazelor de ardere şi a aerului, care se determină cu relaţia:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}, \left[{}^0C\right] \quad 3,$$

relaţie în care:

$$\Delta t_1 = t_{g1} - t_{g2}, \left[{}^0C\right],$$

$$\Delta t_1 = t_{g2} - t_{a1}, \left[{}^0C\right],$$

t_{g1}, t_{g2}, t_{a1}, t_{a1} fiind temperaturile de intrare şi ieşire ale gazelor şi aerului. Relaţia este valabilă şi pentru cazul curenţilor paraleli în echicurent, ca şi pentru acela al curenţilor încrucişaţi, cu cel puţin trei ramuri de încrucişare.

Pentru curenţi încrucişaţi sau micşti, valoarea lui *t* calculată cu această relaţie se reduce cu un coeficient de corecţie $\varepsilon_{\Delta t}$, a cărui valoare se determină în funcţie de parametrii:

$$P = \frac{t_{a2} - t_{a1}}{t_{g1} - t_{a1}}, \text{ şi } \quad R = \frac{t_{g1} - t_{g2}}{t_{a2} - t_{a1}}$$

ce se determină după tipul curgerii, din diagrame.

Deci, $\Delta t_l = \varepsilon_{\Delta t}\,\Delta t, \quad \left[{}^0C\right],$

Scanned with OKEN Scanner

unde:

Δt_i - este diferenţa medie de temperatură pentru recuperatoarele cu curgere încrucişată sau mixtă, iar Δt cea rezultată din relaţi (3).

Temperaturile peretelui despărţitor. Fluxul termic q transmis de la gaze la aer, într-un punct oarecare al peretelui despărţitor este dat de relaţia:

$$q = \alpha_{gp}(t_g - t_{pg}) = K(t_g - t_a) = \alpha_{pa}(t_{pa} - t_a), \quad [W/m^2].$$

Obţinem:

$$t_{pg} = t_g - \frac{K(t_g - t_a)}{\alpha_{gp}}, \quad [^0C],$$

$$t_{pa} = t_a - \frac{K(t_g - t_a)}{\alpha_{pa}}, \quad [^0C].$$

În cazul pereţilor metalici a căror rezistenţă termică poate fi neglijată $t_{pg} = t_{pa} = t_p$ obţinem:

$$t_p = t_g - \frac{t_g - t_a}{1 + \frac{\alpha_{gp}}{\alpha_{pa}}}, \quad [^0C],$$

$$t_p = t_a - \frac{t_g - t_a}{1 + \frac{\alpha_{pa}}{\alpha_{gp}}}, \quad [^0C].$$

Temperatura maximă pe care o are peretele despărţitor dintr-un recuperator trebuie cunoscută, pentru că funcţie de valoarea ei se alege materialul care trebuie să prezinte proprietăţi termomecanice corespunzătoare acestei temperaturi.

La recuperatoarele în contracurent, temperatura maximă apare la intrarea gazelor, în timp ce la cele în echicurent poate fi şi la ieşirea lor.

3.5.2. Calculul termic al regeneratoarelor cu funcţionare intermitentă.

Pentru un schimbător regenerativ care lucrează ciclic în regim nestaţionar, diagrama $\theta(t,S)$ este reprezentată sub forma cuplurilor $\theta(t)$ legat de $\theta(S)$ pentru un timp dat de încălzire şi de răcire a mediului de acumulare (fig. 3.30.). Din figura 3.30. se poate urmări bilanţul termic pentru perioadele de încălzire şi de răcire a mediului de acumulare. Încălzirea mediului de acumulare se realizează prin mediul încălzitor 1. Pentru această situaţie bilanţul termic este:

$$dQ = S_l K_l (\Delta\theta)_{ml} dt = \eta_l G_1 c_{p1}(\theta_1' - \theta_1'')dt = G_m c_{pm} d\theta_m, \quad [KW],$$

în care:

Scanned with OKEN Scanner

dQ - este debitul caloric elementar transmis în intervalul de timp dt, de fluidul încălzitor 1, mediului de acumulare;

S_i - suprafaţa de transfer termic pentru perioada de încălzire;

K_i - coeficientul global de transfer termic pentru perioada de încălzire;

$(\Delta\theta)_{mi}$ - diferenţa medie de temperatură între fluidul încălzitor 1 şi mediul de acumulare;

η_i - randamentul regeneratorului pentru faza de încălzire;

G_1 - debitul fluidului încălzitor;

c_{p1} - căldura specifică a fluidului încălzitor I la temperatura medie θ_{lm};

θ'_1 - temperatura fluidului încălzitor 1 la timpul t_i;

G_m - cantitatea mediului de acumulare;

c_{pm} - căldura specifică a mediului de acumulare;

$\Delta\theta_m$ - diferenţa elementară de temperatură a mediului de acumulare, care preia debitul termic dQ;

θ''_{l1} - temperatura fluidului încălzitor 1 la intrare.

Diferenţa medie de temperatură $(\Delta\theta)_{mi}$ se determină cu relaţia:

$$(\Delta\theta)_{mi} = \frac{\theta'_1 - \theta''_1}{\ln\frac{\theta_1 - \theta_m}{\theta''_1 - \theta_m}}, \quad [^0C],$$

în care θ_m este temperatura mediului de acumulare la timpul t_1 în faza de încălzire.

Considerând primele două espresii din bilanţul termic şi înlocuind valoarea diferenţei medii de temperatură $(\Delta\theta)_{mi}$, rezultă valoarea θ''_1 :

$$\theta''_1 = \theta_m + (\theta'_1 - \theta_m)\exp.(-\frac{K_i S_i}{\eta_i G_1 c_{p1}}), \, [^0C].$$

Din egalitatea utimelor expresii din bilanţul termic prin înlocuirea lui θ''_1, separarea variabilelor şi integrare se obţine:

$$\ln\frac{\theta_i - \theta_{m1}}{\theta_i - \theta_{m2}} = \frac{\eta_i G_1 c_{p1}}{{}_m c_{pm}}\left[1 - \exp(-\frac{K_i S_i}{\eta_i G_1 c_{p2}})t_i\right],$$

relaţie din care rezultă suprafaţa de transfer termic pentru perioada de încălzire funcţie de timpul T_i:

$$S_i = \frac{\eta_i G_1 c_{p1}}{K_i}\ln\frac{1}{1 - \frac{1}{t_i}\frac{G_m c_{pm}}{\eta_i G_1 c_{p1}}\ln\frac{\theta_1 - \theta_{m1}}{\theta_1 - \theta_{m2}}}, \, [m^2]$$

Scanned with OKEN Scanner

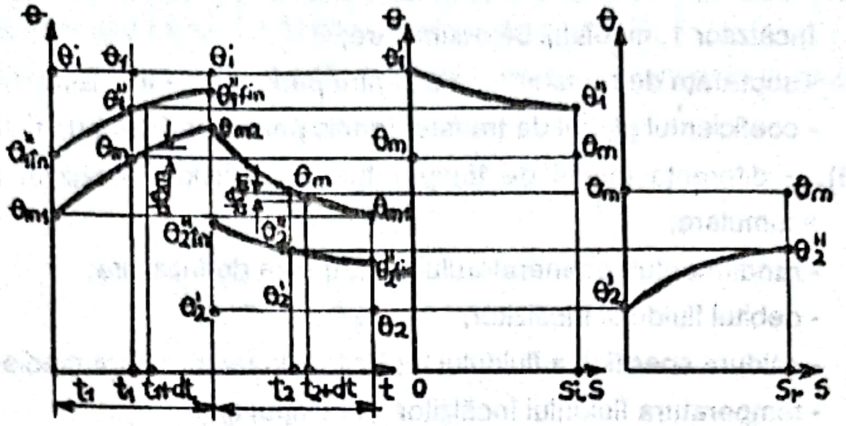


Figura 3.30. Diagramele de variaţie a temperaturilor la schimbătoarele de tip regenerativ

Pentru faza când mediul de acumulare *m*, se răceşte cedând căldura mediului încălzit 2, bilanţul termic este:

$$dQ = S_r K_r (\Delta\theta)_{mr}\, dt = G_m c_{pm} d\theta_m = \frac{1}{\eta_r} G_2 c_{p2} (\theta''_2 - \theta'_2) dt, [KW],$$

unde:

S_r - suprafaţa de transfer termic pentru perioada de răcire;
K_r - coeficientul global de transfer termic pentru perioada de răcire;
η_r - randamentul regeneratorului pentru perioada de răcire;
G_2 - debitul fluidului încălzit 2;
c_{p2} - căldura specifică a fluidului încălzit 2, la temperatura medie θ_{2m};
θ''_2 - temperatura fluidului încălzit la timpul t_2;
θ'_2 - temperatura fluidului încălzit la intrarea în regenerator;
$(\Delta\theta)_{mr}$ - diferenţa medie de temperatură între mediul de acumulare şi fluidul încălzit 2.

Diferenţa medie de temperatură se determină cu relaţia:

$$(\Delta\theta)_{mr} = \frac{\theta''_2 - \theta'_2}{\ln \frac{\theta_m - 2}{\theta_m - 2}}, \quad [^0C],$$

în care θ_m este temperatura mediului de acumulare la timpul t_2 în faza de răcire.

Efectuând calculele similare cu cele pentru faza de încălzire şi deoarece în general suprafaţa de transfer termic se menţine aceeaşi pentru perioada de răcire, se determină timpul t_r:

Scanned with OKEN Scanner

$$t_r = \frac{G_m c_{pm}}{\frac{1}{\eta_r} G_2 c_{p2}} \cdot \frac{\ln \frac{\theta_{m2} - \theta_2}{\theta_{m1} - \theta_2}}{1 - \exp\left(-\frac{K_r S_r}{\frac{1}{\eta_r} G_2 c_{p2}}\right)}, \ [S].$$

Coeficientul global de transfer termic pentru faza de încălzire se determină cu relaţia:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{2\lambda}}, \ \left[W / m^2 \ ^oC\right].$$

iar pentru faza de răcire, coeficientul global de transfer termic K_r se determină cu relaţia:

$$K_r = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_r} + \frac{\delta}{2\lambda}}, \ \left[W / m^2 \ ^oC\right].$$

în care:

α_i şi α_r - coeficienţii de transfer superficiel în faza de încălzire, respectiv răcire, în W/(m^2 ^{o});

δ - grosimea materialului inert în *m*;

λ - conductivitatea termică a materialului umpluturii, în *W/(m ^{o}C)*.

Coeficienţii de transfer superficial α_i şi α_r se determină cu relaţiile:

$$\alpha_i = \lambda_1 Nu_1 / d_{ech}, \ \left[W / m^2 \ ^oC\right],$$

$$\alpha_r = \lambda_2 Nu_2 / d_{ech}, \ \left[W / m^2 \ ^oC\right],$$

în care:

λ_i şi λ_r - sunt conductivităţile fluidului încălzitor *1* şi fluidului încălzit *e*, la temperatura θ_{11} şi respectiv θ_{12} ale straturilor limită;

Nu_1, Nu_2 - criteriile Nusselt calculate pentru faza de încălzire, respectiv răcire aferente fluidului încălzitor *2*;

d_{ech} - diametrul echivalent al particulelor umpluturii în *m*.

Criteriile Nusselt se determină cu relaţiile:

- pentru încălzire: $Nu_1 = 0{,}0209 Re_1^{0,8} Pr_1^{0,45}$;

- pentru răcire: $Nu_2 = 0{,}0263 Re_2^{0,8} Pr_2^{0,45}$;

în care:

Re_1, Pr_1, Re_2, Pr_2 - sunt criteriile Reynolds şi Prandtl pentru fazele de încălzire, respectiv răcire, aferente fluidului încălzitor 1 şi fluidului încălzit 2, la temperaturile medii θ_{11} respectiv θ_{12} ale straturilor limită.

Scanned with OKEN Scanner

Criteriile Reynolds se determină cu relaţiile:

$$Re_1 = w_1 d_{ech} / \upsilon_1 ,$$

$$Re_2 = w_2 d_{ech} / \upsilon_2 ,$$

în care:

w_1, w_2- sunt vitezele fluidului încălzitor 1 şi respectiv fluidului încălzit 2 la temperaturile medii θ_{1m} şi θ_{2m}, în *m/s*;

υ_1, υ_2 - vâscozităţile cinematice ale fluidului încălzitor 1 şi respectiv fluidului încăzit 2, în m^2/s la temperaturile medii θ_{11} şi θ_{12} ale straturilor limită.

Relaţiile sunt valabile pentru valorile $10^2 < Re < 4 \cdot 10^7$ şi $0,9 < Pr < 20$. Pentru regimul tranzitoriu cu $2360 < Re < 10^4$, relaţiilor li se aplică o corecţie, înmulţindu-se cu un factor ε ce se calculează cu relaţia:

$$\varepsilon = 1 - 6 \cdot 10^5 \cdot Re^{-1,8}.$$

Valorile criteriilor Pr_1 şi Pr_2 se determină cu relaţiile:

$$Pr_1 = \upsilon_1 / a_1 , \quad Pr_2 = \upsilon_2 / a_2$$

în care a_1 şi a_2 sunt difuzibilităţile termice ale fluidului încălzitor 1 şi fluidului încălzit 2, la temperaturile θ_{11} şi θ_{12} ale straturilor limită, în m^2/s.

Temperatura medie a umpluturii θ_{mm1} la încălzire se determină cu relaţia:

$$\theta_{mm1} = \theta'_1 - \frac{\theta_{m2} - \theta_{m1}}{\ln \frac{\theta'_1 - \theta_{m1}}{\theta'_1 - \theta_{m2}}} , \quad [°C] ,$$

iar la răcire cu relaţia:

$$\theta_{mm2} = \theta'_2 + \frac{\theta_{m2} - \theta_{m1}}{\ln \frac{\theta_{m2} - \theta'_2}{\theta_{m1} - \theta'_2}} , \quad [°C] ,$$

Temperatura fluidului încălzitor 1, la ieşirea din regenerator la sfârşitul ciclului de încălzire $\theta''_{1\,fin}$ se determină cu relaţia:

$$\theta''_{1\,fin} = \theta_{m2} + (\theta'_1 - \theta_{m2}) \cdot \exp(-\frac{K_i S_i}{\eta_i G_1 c_{p1}}) , \quad [°C].$$

Temperatura fluidului încălzitor 1, la ieşirea din regenerator la începutul ciclului de încălzire, $\theta''_{1\,in}$ se determină cu relaţia:

$$\theta''_{1\,in} = \theta_{m1} + (\theta'_1 - \theta_{m1}) \cdot \exp(-\frac{K_i S_s}{\eta_i G_1 c_{p1}}) , \quad [°C].$$

Valoarea medie θ''_{1m} a temperaturii θ'_1 se calculează cu relaţia:

Scanned with OKEN Scanner

$$\theta''_{1m} = \theta'_1 - \frac{\theta''_{1\,fin} - \theta''_{1\,in}}{\ln\dfrac{\theta'_1 - \theta_{m1}}{\theta'_1 - \theta_{m2}}}, \ [°C].$$

Temperatura medie, θ_{1m} a fluidului încălzitor 1 este dată de relaţia:

$$\theta_{1m} = 0{,}5\ \theta'_1 + \theta''_{1m}, \ [°C].$$

Temperatura medie a straturilor limită a fluidului încălzitor 1 în faza de încălzire se determină cu relaţia:

$$\theta_{11} = 0{,}5(\theta_{mm1} + \theta_{1m}), \ [°C].$$

Temperatura fluidului încălzit 2 la ieşirea din generator la începutul ciclului de cedare a căldurii, θ''_{2in} se calculează cu relaţia:

$$\theta''_{2in} = -(\theta_{m2} - \theta'_2)\exp\left(-\frac{K_r S_r}{\dfrac{1}{\eta_r} G_2 c_{i2}}\right) + \theta_{m2}, \ [°C].$$

Temperatura fluidului încălzit 2 la ieşirea din regenerator la sfârşitul ciclului de cedare a căldurii, $\theta''_{2\,fin}$ se determină cu relaţia:

$$\theta''_{2fin} = \theta_{m1} - (\theta_{m1} - \theta'_2)\exp\left(-\frac{K_r S_r}{\dfrac{1}{\eta_r} G_2 c_{p2}}\right), \ [°C].$$

Valoarea medie a temperaturii θ''_{2m} este dată de relaţia:

$$\theta''_{2m} = \theta'_2 + \frac{\theta''_{2\,in} - \theta''_{2\,fin}}{\ln\dfrac{\theta_{m2} - \theta'_2}{\theta_{m1} - \theta'_2}}, \ [°C].$$

Temperatura medie θ_{2m} a fluidului încălzit 2 se determină cu relaţia:

$$\theta_{12} = 0{,}5(\theta_{mm2} + \theta''_{2m}), \ [°C].$$

După cum se constată, calculul termic al unui regenerator este laborios şi trebuie făcut prin încercări, folosindu-se metoda aproximării succesive de rezultat, stabilindu-se valoarea suprafeţei de încălzire S_i, pentru o durată a ciclului de încălzire t_i. Admiţându-se pentru faza de răcire S_r, S_i se determină durata ciclului de răcire.

În literatura de specialitate sunt indicate şi alte metode de calcul în regim nestaţionar a regeneratoarelor.

3.5.3. Concluzii

Aşa cum s-a arătat, creşterea temperaturii de preîncălzire a aerului de combustie are efecte deosebite de benefice la cuptoarele industriale.

Scanned with OKEN Scanner

Un prim efect constă în reducerea cu până la 50% a consumului de combustibil prin preîncălzirea aerului la 100-1100°C, faţă de situaţia de funcţionare fără aer preîncălzit.

În contextul situaţiei energetice actuale, urmărirea realizării acestui efect se impune cu deosebită necesitate.

Un al doilea efect constă în creşterea sensibilă a productivităţii cuptoarelor, efect datorat temperaturilor ridicate ale gazelor de ardere din incinta de lucru, amplificându-se transferul termic prin radiaţie.

În general, preîncălzirea aerului la cuptoare se poate realiza prin două căi şi anume: prin utilizarea recuperatoarelor la care limita maximă de preîncălzire este de 800°C şi prin utilizarea regeneratorilor la care limita maximă de preîncălzire a aerului este de 1100 °C, constând în soluţii tehnice complexe, cu costuri ridicate. Având în vedere cele de mai sus este recomandat ca la cuptoarele mici, unde se pot realiza economii de combustibil relativ reduse, să se aplice sistemul de preîncălzire a aerului cu recuperatoare, cu precădere utilizându-se tipul de recuperator ceramic intensiv, care prezintă fiabilitatea mărită şi elimină consumul de oţeluri refractare, înalt aliate.

La cuptoarele mari, unde se pot realiza economii importante de combustibil prin preîncălzirea ridicată a aerului de combustie, se recomandă a se utiliza instalaţiile de ardere, cu regeneratoare, în pat fix de bile ceramice, care prezintă performanţe tehnice remarcabile.

Prevederea acestor instalaţii reclamă însă, în exploatarea cuptoarelor, un personal calificat, cuptoarele transformându-se din nişte utilaje considerate simple sub aspectul mecanic, în utilaje cu piese în mişcare, lucrând la temperatură ridicată, fapt ce impune revizuirea concepţiei despre cuptoare, care devin astfel maşini termice complexe.

3.5.4. Proiectarea asistată de calculator a recuperatoarelor.

Adaptarea soluţiei constructive de recuperator şi dimensionarea corectă a acestuia impune un calcul analitic laborios, condus pentru o gamă de tipuri constructive de recuperatoare, fapt ce necesită un volum important de muncă de proiectare care nu totdeauna conduce şi la rezolvarea corectă a problemei.

Scumpirea excesivă a energiei implică căutarea celor mai corecte soluţii astfel încât cheltuielile energetice necesare pentru realizarea "caldului" să fie minime conducând astfel la creşterea rentabilizării procesului de producţie.

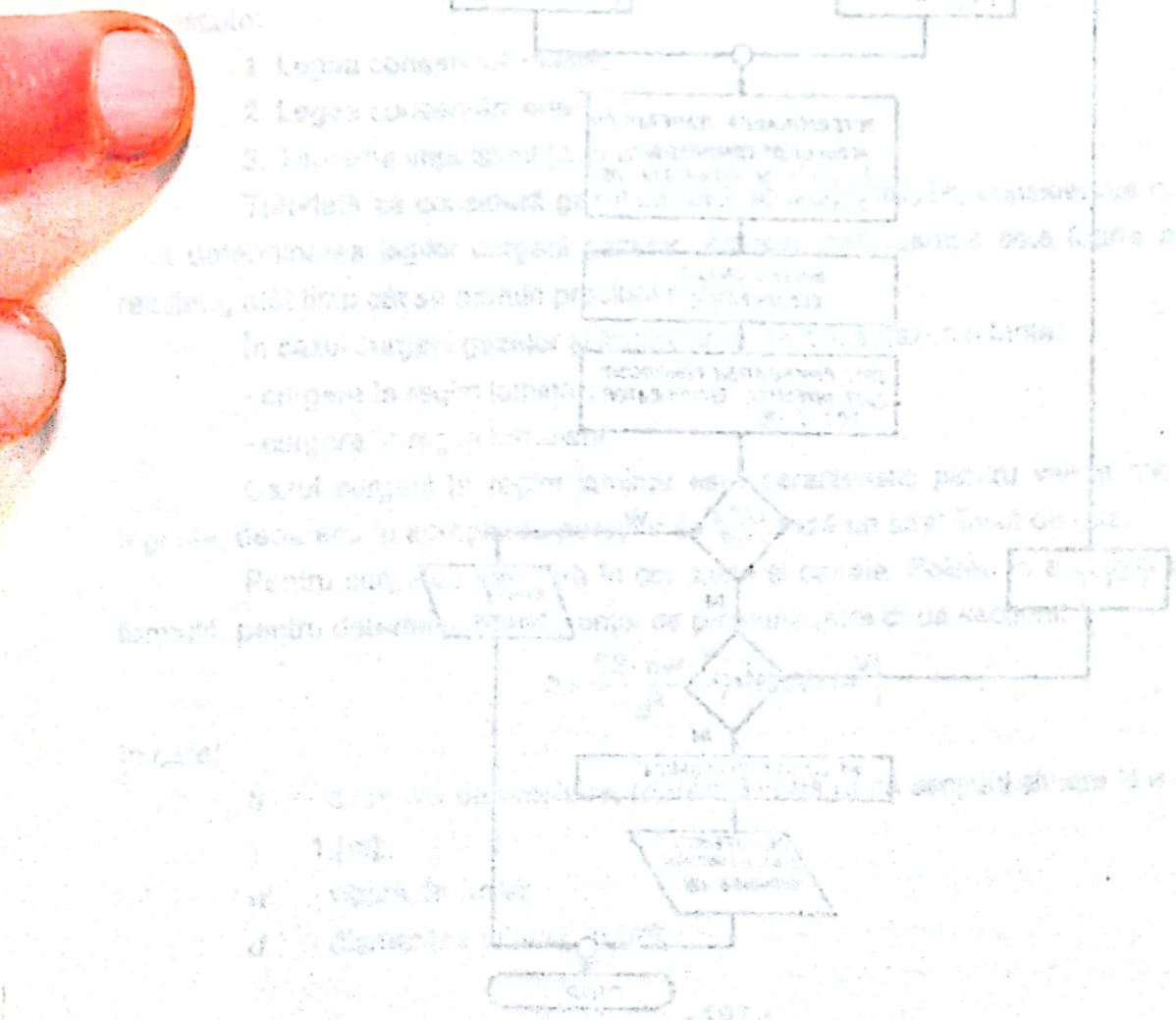
În acest context am căutat să pun la dispoziţia viitorilor specialişti un algoritm de calcul prin intermediul căruia să poată adopta soluţia cea mai eficientă în construcţia

Scanned with OKEN Scanner

recuperatoarelor. Schema logică a programului "PROREC" (proiectare recuperatoare) caută să dea răspuns la rezolvarea problematicii prin compararea cheltuielilor de investiţii necesare pentru instalaţia de recuperare şi economia de combustibil realizată prin intermediul acesteia.

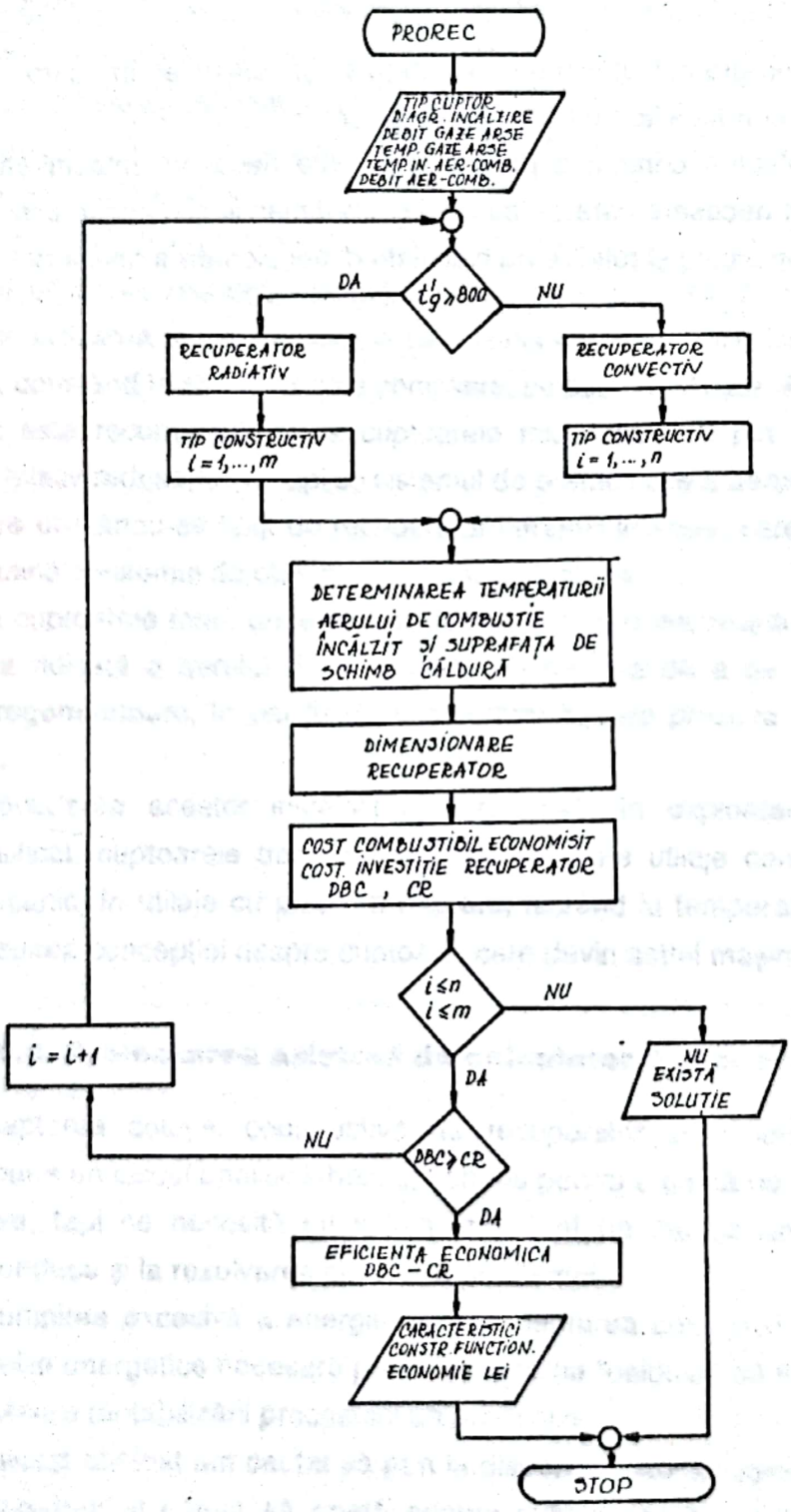
Totodată, programul conceput reliefează şi cazurile în care construcţia recuperatorului nu ar conduce la o eficienţă economică.

Pentru rezolvarea corectă a problematicii este necesară întocmirea corectă a băncilor de date strict necesare care să cuprindă tipo-dimensiunile constructiv-funcţionale a recuperatoarelor cunoscute şi relaţiile de calcul de dimensionare a acestora.



Scanned with OKEN Scanner

Program I - Schema bloc a programului de proiectare constructiv-funcţională a recuperatoarelor



Scanned with OKEN Scanner

Capitolul 4

Circulaţia gazelor şi repartiţia presiunilor în incinta cuptoarelor

Cunoaşterea circulaţiei gazelor şi repartiţia presiunilor permite plasarea optimă a diferitelor deschideri constructiv-funcţionale din pereţii cuptoarelor în aşa fel, încât schimbul de căldură (şi de gaze) cu exteriorul să fie minim diminuând pierderile energetice.

4.1. Principiile de bază a circulaţiei gazelor

Curgerea unui gaz este supusă următoarelor trei legi fundamentale bine cunoscute:

1. Legea conservării masei;
2. Legea conservării energiei;
3. Teorema impulsului ($\Sigma m w$ = constant).

Totodată se consideră gazul ca un fluid incompresibil, consideraţie ce uşurează mult determinarea legilor curgerii gazelor. Această consideraţie este foarte aproape de realitate, atât timp cât se menţin presiuni reduse.

În cazul curgerii gazelor şi lichidelor avem două cazuri diferite:

- curgere în regim laminar;
- curgere în regim turbulent.

Cazul curgerii în regim laminar este caracteristic pentru vireze mici şi canale înguste, deoarece în apropierea pereţilor se formează un strat limită de gaz.

Pentru curgerea laminară în conducte şi canale, Poiseuille a stabilit următoarea formulă, pentru determinarea diferenţei de presiune între două secţiuni:

$$h = \frac{32 \cdot \eta w \cdot l}{d^2}, \left[daN/m^2\right].$$

în care:

h - diferenţa de presiune, [daN/m^2], între două secţiuni situate la o distanţă de 1,[m];

w - viteza, în [m/s];

d - diamentrul tubului, în [m];

Scanned with OKEN Scanner

η - vâscozitatea dinamică, în [$daN\ s/m^2$].

De remarcat că viteza de curgere este proporţională cu diferenţa de presiune între începutul şi sfârşitul canalului de lungime *l*.

În cazul când în tuburi şi canale are loc o creştere a vitezei, regimul laminar se transformă în regim turbulent, caz în care, particulele nu se mai deplasează numai în direcţia de curgere, ci şi în direcţie transversală.

Stabilirea caracterului laminar sau turbulent al unei curgeri se face prin intermediul criteriului Reynolds (*Re*). Acesta reprezintă un număr adimensional şi se determină cu formula:

$$\mathrm{Re} = \frac{w \cdot d \cdot \gamma}{\eta \cdot g}$$

unde:

w - viteza, [*m*];

d - diametrul tubului, [*m*];

γ - greutatea specifică a mediului de curgere, [daN/m^2];

g - acceleraţia gravitaţională.

Pentru: $Re < 2320$ - curgere stabil laminară;

$Re < 3000$ - curgere turbulentă.

Prin viteză critică ($w_{crt.}$) se înţelege viteza ce corespunde unui număr $Re = 2320$, până la care (sau peste care) curgerea este stabil laminară (este turbulentă):

$$w_{crt.} = \frac{22800}{d} \cdot \eta\ , \quad [m/s]$$

Cu cât curgerea este mai turbulentă, cu atât transferul de căldură este mai puternic.

Pentru mărirea turbulenţei se poate utiliza, cu bune rezultate, efectul Coandă, adică se foloseşte fenomenul "lipirii" curentului de aer de o suprafaţă, curgerea putând fi transferată pe alt perete prin proiectarea unui slab "jet de aer semnal", în direcţia normală pe curentul principal.

O caracteristică importantă a fluidului aflat în mişcare este vâscozitatea. Vâscozitatea dinamică apare în formula lui Poiseuille şi în numărul lui Reynolds.

La curgerea laminară straturile de fluid alunecă unul pe lângă celălalt şi este necesară o forţă pentru a învinge frecarea interioară sau vâscozitatea.

Pentru scopuri ştiinţifice se foloseşte ca unitate pentru vâscozitate, Poise (*P*), [$dyn \cdot s/cm^2$] şi în sistemul internaţional, [$daN\ s/m^2$].

Între vâscozitatea dinamică şi cinematică este relaţia:

Scanned with OKEN Scanner

$$\upsilon = \frac{\eta}{\rho}, \quad \left[m^2/s\right]$$

Pentru determinarea vâscozităţii dinamice a gazelor la o anumită temperatură se poate utiliza următoarea relaţie:

$$\eta_t = \eta_0 \cdot \frac{1+\frac{c}{273}}{1+\frac{c}{273+t}} \cdot \sqrt{\frac{273+t}{273}}$$

unde:

t - temperatura, în [^oC];

η_0 - vâscozitatea dinamică, în [$daN\ s/m^2$] la 0^oC;

c. - constanta gazului respectiv (tabelul 4.1.): (81,7 - 700)

Tabelul nr. 4.1.

Gaz	Vâscozitatea dinamică la 0^oC, în $daN/s/m^2$	c
Oxigen	$1{,}964 \cdot 10^{-6}$	131
Azot	$1{,}706 \cdot 10^{-6}$	112
Aer	$1{,}753 \cdot 10^{-6}$	122
Bioxid de carbon	$1{,}407 \cdot 10^{-6}$	266
Vapori de apă	$0{,}833 \cdot 10^{-6}$	699
Oxid de carbon	$1{,}688 \cdot 10^{-6}$	104
Hidrogen	$0{,}8645 \cdot 10^{-6}$	81,7

În cazul lichidelor, vâscozitatea scade odată cu creşterea temperaturii şi este dată de obicei în "grade Engler". Scăderea vâscozităţii odată cu creşterea temperaturii se explică prin scăderea forţelor de coeziune dintre molecule, ceea ce conduce la micşorarea frecării interne.

4.2. Permeabilitatea pereţilor cuptoarelor industriale.

În corelaţie cu proprietăţile materialelor refractare, în cazul zidăriilor poroase se poate utiliza, pentru determinarea permeabilităţii la gaze, relaţia:

$$V = \frac{K \cdot h}{S}, \quad \left[m^3/s\right]$$

unde:

V - volumul gazelor ce trec printr-un pore de grosime S, $[m]$, în unitatea de timp;

h - diferenţa de presiune dintre pereţi, în *mm* H_2O;

K - (0,01 - 0,2) coeficient în funcţie de porozitatea zidăriei.

Dezavantajul acestei relaţii constă în aceea că nu scoate în evidenţă corelaţia permeabilităţii, la trecerea gazelor, cu vâscozitatea şi temperatura. Din această cauză a fost introdusă noţiunea de permeabilitate specifică (D_s) a unui perete străpuns de canale capilare circulare, determinată astfel:

$$V = w \cdot n \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$$

Dar conform relaţiei lui Poiseuille:

$$w = \frac{hg^2}{32\eta l},$$

relaţii în care:

V - volumul gazelor ce trec prin perete în unitatea de timp;

w - viteza gazelor;

n - numărul de canale capilare;

d - diametrul canalelor capilare, în *cm*;

h - diferenţa de presiune între pereţi, în *dyn/cm²*;

η - vâscozitatea dinamică, în *p*;

l - lungimea canalului, în *cm*.

Înlocuind pe (w) în prima relaţie, obţinem:

$$v = \frac{\pi \cdot d^4 \cdot n}{128} \cdot \frac{h}{\eta l}, \quad [cm^3 / s]$$

în care notăm:

$$D_s = \frac{\pi \cdot d^4 \cdot n}{128}, \quad [Perm.].$$

În cazul general nu se cunosc valorile lui d şi n. În acest caz se scoate valoarea lui D_s din expresia lui V:

$$V = D_s \frac{h}{\eta \cdot l}, \quad \text{de unde:}$$

$$D_s = \frac{V \cdot \eta \cdot l}{h}, \quad [perm.].$$

"Perm" reprezintă: Un corp poros prin care, în timp de *o secundă*, trece un *cm³* gaz, cu o vâscozitate de *1 poise*, producând o scădere de presiune de *1 dyn/cm²*, printr-o secţiune de *1 cm²*.

Scanned with OKEN Scanner

4.3. Ecuaţiile curgerii gazelor.

4.3.1. Ecuaţia curgerii gazelor fără diferenţe de nivel.

Se consideră gazul drept un fluid incompresibil şi deci, volumul de gaz ce trece în unitatea de timp printr-o anumită secţiune este constant:

$$f_1 \cdot w_1 = f_2 \cdot w_2$$

în care:

f_1, f_2 - suprafeţele secţiunilor, (figura 4.1.);

w_1, w_2 - viteza medie de curgere.

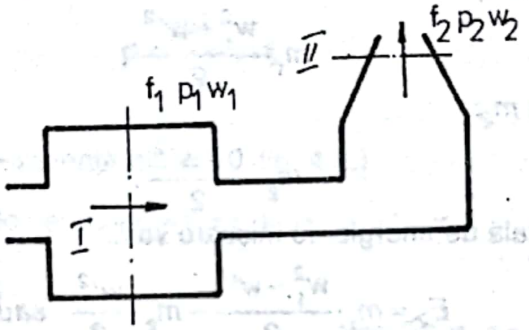


Figura 4.1.

Se poate aplica ecuaţia lui Bernoulli:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} = const.$$

unde:

p_1 - presiunea, în (daN/m^2);

γ - greutatea specifică a gazului la temperatura respectivă, în daN/m^3;

g - acceleraţia gravitaţională, $g = 9{,}81\ m/s^2$.

Ecuaţia se poate aplica în cazul când nu apare transfer de căldură şi se consideră frecările neglijabile.

- În cazul curgerii în tuburi orizontale:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}\gamma$$

de unde:

$$w_2 = \sqrt{\frac{2g}{\gamma}\cdot(p_1 - p_2) + w_1^2}$$

În cazul unei ciocniri complet neelastice, ciocnire în care caz ambele corpuri se mişcă după ciocnire cu aceeaşi viteză (de exemplu aerul şi gazul), conform teoremei impulsului există relaţia:

$$m_1 w_1 + m_2 w_2 = (m_1 + m_2) w'.$$

În cazul când viteza iniţială a gazului absorbit este nulă ($w_2 = 0$) există relaţia:

$$m_1 w_1 = (m_1 + m_2) w'$$

$$w' = \frac{w_1}{1 + \frac{m_2}{m_1}}$$

Pierderea de energie de mişcare se calculează astfel:

Pentru masa m_1:

$$m_1 \cdot \frac{w_1^2 - w'^2}{2};$$

Pentru masa m_2:

$$m_2 \cdot \frac{0 - w'^2}{2}.$$

Pierderea totală de energie de mişcare va fi:

$$E_v = m_1 \cdot \frac{w_1^2 - w'^2}{2} - m_2 \cdot \frac{w'^2}{2} \quad \text{sau:}$$

$$E_v = \frac{m_1 \cdot m_2}{2(m_1 + m_2)} w_1^2$$

Pierderea de presiune în conducte şi canale de secţiune circulară este:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \gamma$$

în care:

λ - coeficient de rezistenţă ce depinde de regimul de curgere şi rugozitatea conductei sau canalului, cu valorile:

- pentru curgere laminară:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

- pentru curgere turbulentă (Blasius):

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{\sqrt[4]{Re}}$$

Înlocuind valoarea numărului Reynolds în relaţia pierderilor de presiune, pentru curgere laminară, obţinem:

$$\Delta p = \frac{64 \cdot \eta \cdot g}{w \cdot d \cdot \gamma} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma = 32 \cdot \eta \frac{w \cdot l}{d^2}$$

Această relaţie reprezintă corelaţia determinată experimental de Poiseuille.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru canale înzidite se calculează cu o valoare dublă a lui, iar în cazul conductelor de secţiune diferită de cea circulară se utilizează noţiunea de diametru echivalent sau diametru hidraulic (d_{ec}) dată de relaţia:

$$d_{ec} = \frac{4 \cdot \text{Suprafaţa secţiunii}}{\text{Perimetrul acţiunii}}$$

$$d_{ec} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} \text{ , pentru secţiuni dreptunghiulare.}$$

În cazul când dimensiunile canalului sau spaţiului se modifică în direcţia de curgere, sau dacă curentul îşi schimbă direcţia, pe circuitul curgerii apar pierderi de presiune suplimentare reliefate prin relaţia:

$$p = \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma \cdot \xi \text{ ,}$$

în care:

ξ - coeficient de rezistenţă hidraulic (fig. 4.2.)

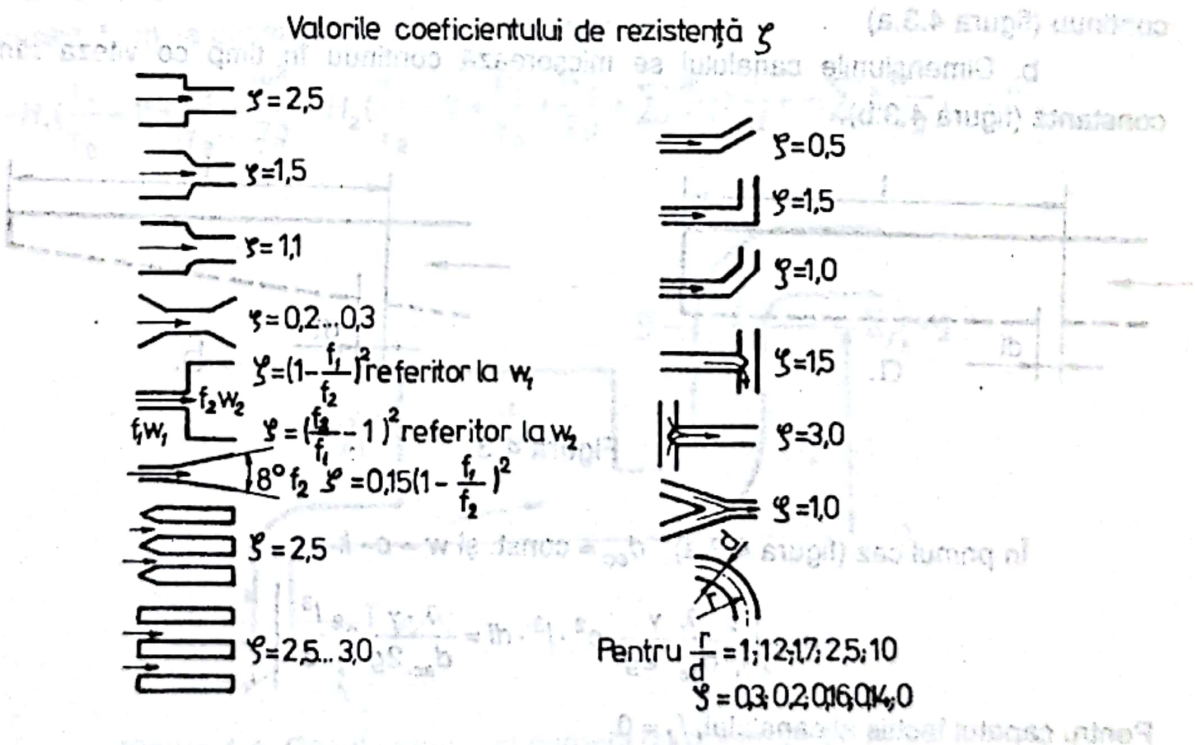


Figura 4.2. Valorile coeficientului de rezistenţă ξ

Considerând toate pierderile de presiune ce pot apărea, ecuaţia lui Bernoulli devine:

Scanned with OKEN Scanner

$$\frac{p_1}{\gamma}+\frac{w_1^2}{2g}=\frac{p_2}{\gamma}+\frac{w_2^2}{2g}+\sum\frac{w^2}{2g}\cdot\lambda\cdot\frac{l}{d}+\sum\xi\frac{w^2}{2g},$$

relaţie în care, primul termen reprezintă energia curentului la intrarea în canalul de calculat.

Într-o anumită secţiune a canalului calculat sau la capătul acestuia mărimea energiei rămase a curentului este:

$$\frac{p_2}{\gamma}+\frac{w_2^2}{2g}=\frac{p_1}{\gamma}+\frac{w_1^2}{2g}+\sum\frac{w^2}{2g}\cdot\lambda\cdot\frac{l}{d}-\sum\xi\frac{w^2}{2g}.$$

Această relaţie este valabilă pentru canale orizontale.

În cazul când canalele prezintă deviaţii laterale, la distanţe regulate, prin care se introduce gaz sau aer, pierderea de presiune se poate calcula cu relaţia:

$$\Delta p=\frac{\lambda\cdot dl}{d_{ec}}\cdot\frac{w^2}{2g}\cdot\gamma$$

Această relaţie se poate particulariza pentru două cazuri importante:

a. Dimensiunile canalului pe parcursul curgerii, rămân constante, iar viteza scade continuu (figura 4.3.a)

b. Dimensiunile canalului se micşorează continuu în timp ce viteza rămâne constantă (figura 4.3.b).

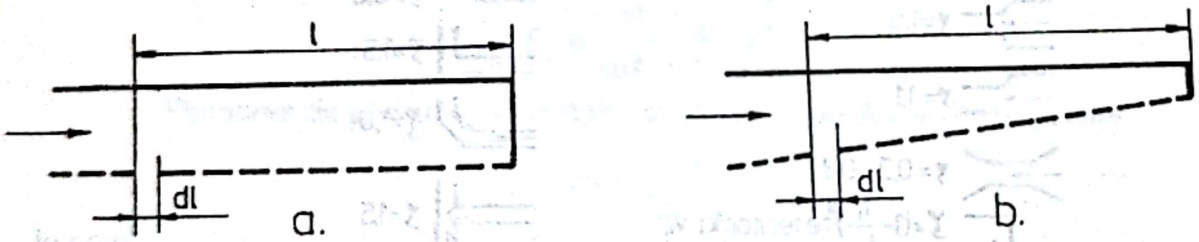


Figura 4.3.

În primul caz (figura 4.3.a): d_{ec} = const. şi $w = c \cdot l$:

$$\Delta p_1=\int_{l_1}^{l_2}\frac{\lambda\cdot\gamma}{d_{ec}\cdot 2g}\cdot c^2\cdot l^2\cdot dl=\frac{\lambda\cdot\gamma}{d_{ec}\cdot 2g}c^2\frac{l^3}{3}\Bigg|_{l_1}^{l_2}$$

Pentru capătul închis al canalului, $l_2 = 0$.

În al doilea caz (figura 4.3.b): $w_1 = w_2$ = const. şi $d_{ec} = c\cdot\sqrt{l}$:

$$\Delta p_2=\int_{l_1}^{l_2}\frac{\lambda\cdot w_1^2\cdot\gamma}{2g}\frac{dl}{c\sqrt{l}}=\frac{\lambda\cdot w_1^2\cdot\gamma}{2g}\cdot\frac{2}{c\sqrt{l}}\Bigg|_{l_1}^{l_2}$$

Scanned with OKEN Scanner

Din studiul celor două cazuri prezentate, rezultă că la aceeaşi viteză de intrare w_1 şi aceeaşi dimensiune (d_{ec}) la începutul canalului, pierderile de presiune λ_p în cazul *b* sunt de 6 ori mai mari decât în cazul *a*. (Se face raportul $\Delta p_1 / \Delta p_2$, după înlocuirea constantelor de lucru).

4.3.2. Curgerea gazelor între nivele diferite.

În cazul general al curgerii cu diferenţe de nivel se consideră (figura 4.4.):

- Pe o linie arbitrară 0 - 0, suprapresiunea *p*, [daN/m^2];
- Pe o linie arbitrară I - I, suprapresiunea: $p - H_1 (\gamma_1 - \gamma_2)$, [$daN/m^2$];
- Pe o linie arbitrară II - II, suprapresiune: $p + H_2 (\gamma_1 - \gamma_2)$, [$daN/m^2$].

Dacă se consideră că în sistemul reprezentat în figură are loc o curgere atât în direcţie orizontală, cât şi verticată, atunci, dacă gazul este considerat ca un fluid incompresibil, formula generală pentru curgere este:

$$-H_1\left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2}-1\right)+\frac{p_1}{\gamma_2}+\frac{w_1^2}{2g}=H_2\left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2}-1\right)+\frac{p_2}{\gamma_2}+\frac{w_2^2}{2g}+\sum\frac{w^2}{2g}\lambda\frac{l}{d}+-\sum\xi\frac{w^2}{2g}, \quad [m]$$

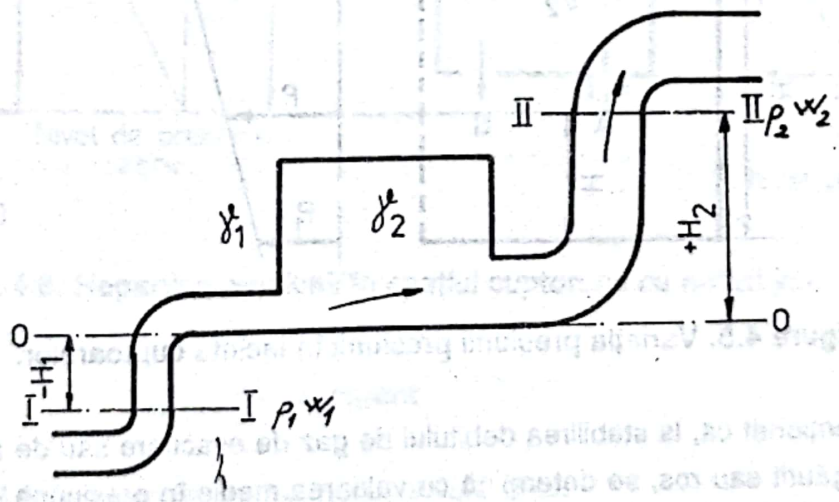


Figura 4.4. Cazul general al curgerii cu diferenţe de nivel.

În cazul când nu este curgere: $w_1 = w_2$:

Scanned with OKEN Scanner

$$\sum \frac{w^2}{2g} \lambda \frac{l}{d} = 0;$$

$$\sum \xi \frac{w^2}{2g} = 0;$$

relaţia devine:

$$-H_1\left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2} - 1\right) + \frac{p_1}{\gamma_2} = H_2\left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2} - 1\right) + \frac{p_2}{\gamma_2}$$

din care:

$$p_1 - p_2 = (H_2 + H_1)(\gamma_1 - \gamma_2).$$

În concluzie, rezultă că diferenţa de presiune între secţiunile I şi II este egală cu distanţa verticală între linii, înmulţită cu $(\gamma_1 - \gamma_2)$.

În cazul unui cuptor în care spaţiul de lucru este umplut cu gaze de ardere calde (sau aer), cu greutate volumetrică (γ_2), $[N/m^3]$, la o înălţime arbitrară H (figura 4.5.), suprapresiunea va fi:

$$p = p_1 + H(\gamma_1 - \gamma_2).$$

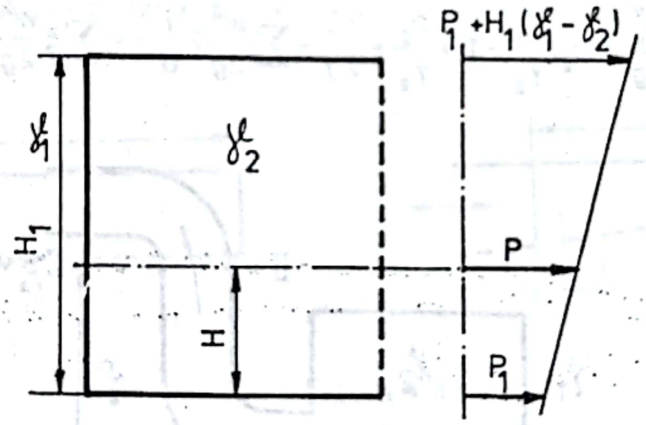


Figura 4.5. Variaţia presiunii presiunii în incinta cuptoarelor.

De menţionat că, la stabilirea debitului de gaz de evacuare sau de aer, printr-un perete vertical găurit sau ros, se determină cu valoarea medie în presiunea de jos şi cea de sus.

Pentru reglarea curentului de gaze se pot utiliza:

- clapete de reglare şi ventile;
- ventilatoare centrifugale (radiale) de trei tipuri constructive:
  - cu palete curbate înapoi;

Scanned with OKEN Scanner

- cu palete radiale;
- cu palete curbate înainte.

- ventilatoare elicoidale (axiale).

Ventilatoarele radiale cu palete curbate înapoi, permit o intrare fără şocuri şi o ieşire a gazelor cu pierderi cât mai mici, având un randament mare, fiind cele mai economice.

Ventilatoarele elicoidale (axiale) transportă aerul (gazul) în direcţia axei de rotaţie (axial), cu largă utilizare la cuptoarele industriale.

4.4. Forţa ascensională într-un spaţiu încălzit.

Se consideră că spaţiul de lucru al unui cuptor industrial (figura 4.6.) este prevăzut numai la partea inferioară cu orificii şi este umplut cu gaze de evacuare (γ_2, t_2). La înălţimea vetrei cuptorului, unde gazele sunt în contact cu aerul (γ_1, t_1) se egalizează presiunile (suprapresiunea nulă).

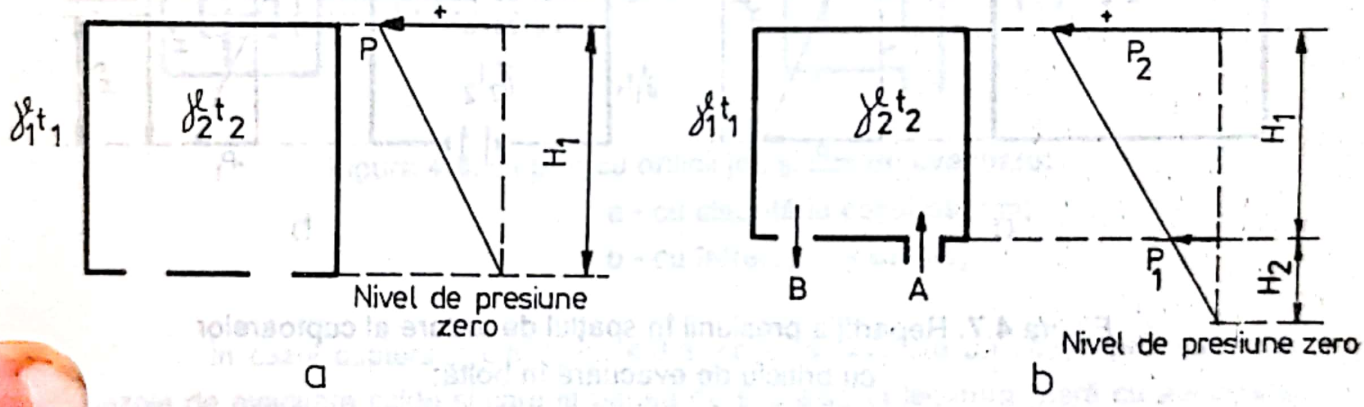


Figura 4.6. Repartiţia presiunii în spaţiul cuptorului cu orificii jos:

a - fără curent;

b - cu curent

La partea superioară, valoarea suprapresiunii este:

$$p = \left(\gamma_1 \cdot \frac{273}{273+t_1} - \gamma_2 \frac{273}{273+t_2}\right) H_1, \quad \left[daN/m^2\right].$$

În cazul când orificiul de intrare al gazelor de ardere are o formă specifică (figura 4.6.b) ce face ca gazele să poată părăsi cuptorul numai prin orificiul *B* prin intermediul unei suprapresiuni (p_1), suprapresiunea creată în partea superioară a cuptorului este:

$$p_2 = p + p_1.$$

Scanned with OKEN Scanner

Linia de presiune 0, în acest caz, va fi sub nivelul vetrei cuptorului, deci:

$$\frac{H_1+H_2}{H_2}=\frac{p_2}{p_1};\quad H_2=H_1\cdot\frac{p_1}{p_2-p_1},\quad [m]$$

dar: $p = p_2 - p_1$, rezultă:

$$H_2=H_1\cdot\frac{p_1}{p},\quad [m]$$

În cazul cuptoarelor industriale prevăzute cu orificii de evacuare în boltă (fig. 4.7.), linia de presiune zero este la boltă (fig. 1.7.a), deoarece aerul este în contact cu gazele din cuptor, iar suprapresiunea maximă (negativă) va fi la vatră:

$$p=-H_1\left(\gamma_1\cdot\frac{273}{273+t_1}-\gamma_2\cdot\frac{273}{273+t_2}\right),\quad \left[daN/m^2\right]$$

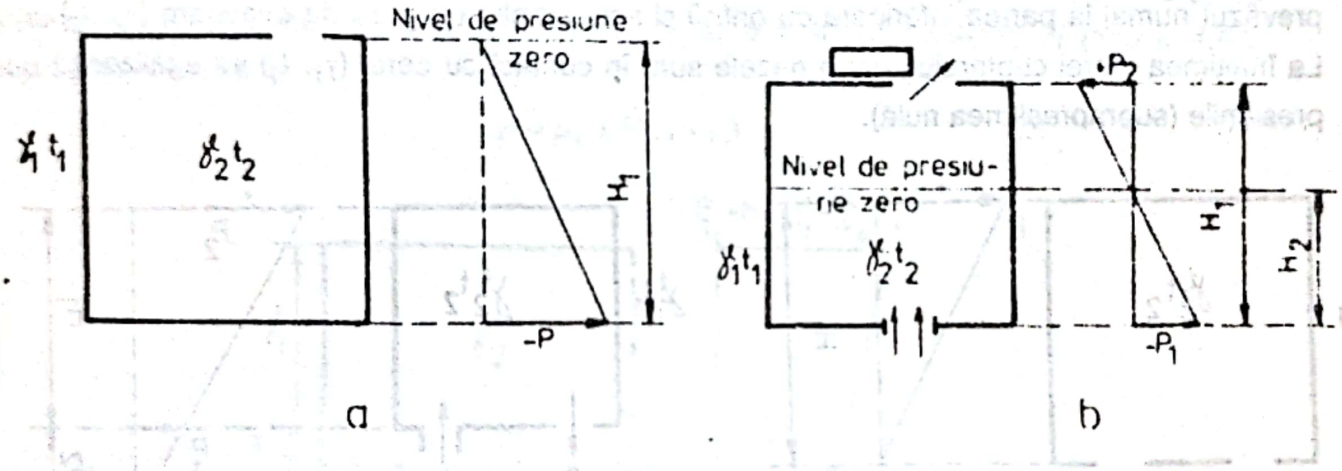


Figura 4.7. Repartiţia presiunii în spaţiul de ardere al cuptoarelor cu orificiu de evacuare în boltă:

a - fără curent;

b - cu curent şi clapetă pentru gaze arse.

În cazul utilizării unei clapete pentru reglarea evacuării gazelor (figura 4.7.b), este necesară o suprapresiune p_2 pozitivă pentru a împinge gazele de evacuare prin orificiu.

În acest caz: $p = p_1 + p_2$

Poziţia liniei de presiune nulă rezultă din relaţia:

$$\frac{p_1}{H_2}=\frac{p}{H_1}\Rightarrow H_2=\frac{p_1}{p}\cdot H_1,\quad [m].$$

Pentru $p_2 = 0$ rezultă $p_1 = p$ şi $H_2 = H_1$.

Scanned with OKEN Scanner

De menţionat că în cazurile când linia de presiune nulă se află deasupra vetrei cuptoarelor, sub ea se crează o depresiune, sub influenţa căreia intră aer fals în cuptor, prin orificii sau interstiţii, aer ce micşorează randamentul cuptorului, gradientul de temperatură util al gazelor şi care poate avea o influienţă negativă asupra semifabricatelor.

Din aceste considerente, rezultă că este de dorit a se situa linia de nivel "0" la nivelul vetrei cuptorului, sau mai jos, prin amplasarea orificiilor de evacuare a gazelor, la partea de jos a spaţiului cuptorului (figura 4.8.).

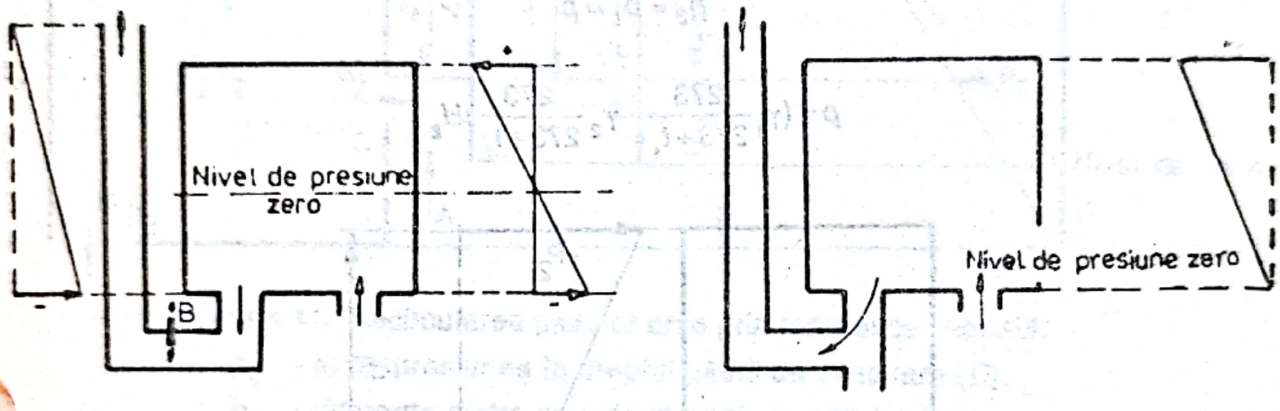


Figura 4.8. Cuptor cu orificii jos şi coş de evacuare:
a - cu clapetă la coşul de fum;
b - cu întrerupător de tiraj.

În cazul cuptorului din figura 4.8.a, coşul alcătuieşte un spaţiu prin care trec gazele de evacuare calde şi care la partea de sus este în legătură liberă cu atmosfera. Datorită tirajului (depresiunii) dat de relaţia:

$$p = \left(\gamma_1 \cdot \frac{273}{273+t_1} - \gamma_2 \cdot \frac{273}{273+t_2}\right) H_1$$

se produce o depresiune şi la orificiul de intrare, adică, în cuptor pe vatră. Prin intermediul clapetei de reglare (*B*), din canalul de evacuare, se poate regla astfel încât "linia de presiune 0" să coboare până la vatra cuptorului sau chiar mai jos. În genere însă, trebuie să menţionăm că reglarea prin intermediul clapetei de reglare nu se efectuează în practică, fapt ce conduce la diminuarea randamentului cuptorului şi totodată la un consum excesiv de combustibil.

Prin utilizarea soluţiei costructive din fig. 4.8.b, prin intermediul unui orificiu pus în legătură directă cu aerul exterior, se poate regla automat presiunea din cuptor, astfel încât

Scanned with OKEN Scanner

linia de presiune nulă să fie la vatră. Această soluţie se aplică la reparaţia capitală a cuptorului. Dezavantajul acestei soluţii constă în diminuarea temperaturii gazelor de evacuare din coş şi a forţei ascensionale, precum şi poluarea mediului ambiant.

O soluţie constructivă utilă este executarea cuptoarelor cu spaţiul de ardere amplasat jos şi cu orificii de evacuare jos (figura 4.9.), prin prelungirea spaţiului cuptorului în jos astfel încât:

$$H_2 = H_1 \cdot \frac{p_1}{p}$$

în care:

$$p_2 = p_1 = p$$

şi:

$$p = (\gamma_1 \frac{273}{273+t_1} - \gamma_2 \frac{273}{273+t_2}) H_2$$

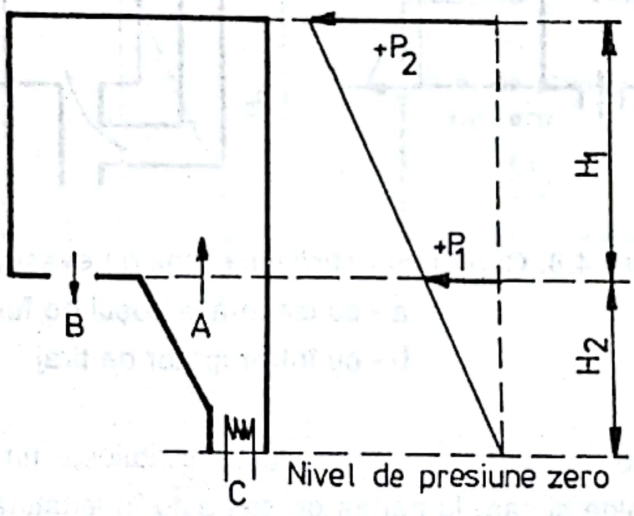


Figura 4.9.

Linia de presiune nulă se află, în acest caz, la nivelul arzătorului (*c*).

4.4.1. Folosirea forţei ascensionale la recircularea gazelor.

Uniformizarea temperaturii incintei de lucru se poate realiza prin recircularea gazelor şi omogenizarea acestora.

Acest lucru se poate realiza prin utilizarea efectului de impuls al gazelor calde, ieşite din arzător, efect amplificat prin amplasarea gurii de evacuare jos şi o amenajare a spaţiului cuptorului ca în fig. 4.10.

Scanned with OKEN Scanner

În acest mod există o diferenţă de presiune statică între spaţiul (*E*) cu gaze calde şi spaţiul (F) al cuptorului în care gazele au o temperatură mai scăzută.

Datorită acestei diferenţe de temperatură se produce o circulaţie a gazelor mai reci (*F*) prin orificiul (*C*) spre (*E*). Gazele de ardere foarte calde trec prin (*A*) în (*E*). Suprapresiunea în acest punct este (p_0) şi:

$$p_1 = p_0 + h_3 (\gamma_1 - \gamma_2).$$

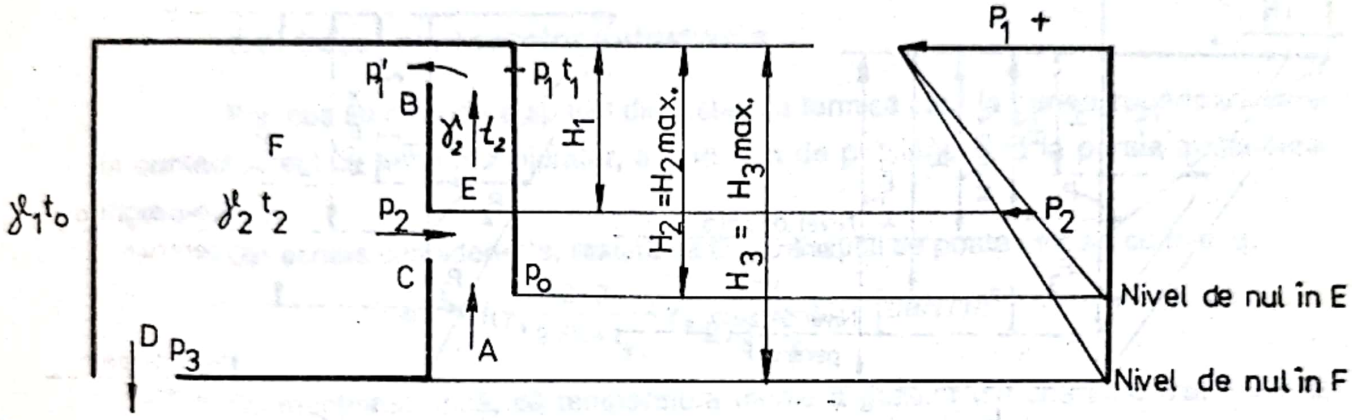


Figura 4.10. Recircularea gazelor arse prin forţă ascensională:

- p_3 - **suprapresiunea în dreptul găurii de evacuare (*D*);**
- p_2 - **diferenţa dintre cele două părţi ale orificiului (*C*);**
- p_1 - **suprapresiunea în dreptul deschiderii (*B*);**
- p_0 - **suprapresiunea dintre cele două părţi ale orificiului (*B*);**
- γ_2 - **greutatea specifică a gazului de evacuare;**
- γ_1 - **greutatea specifică a aerului, [*daN/m³N*];**
- t_1 - **temperatura medie a gazelor de ardere din spaţiul (*E*) în [°*C*];**
- t_0 - **temperatura mediului ambiant, în [°*C*].**

În funcţionarea cuptorului avem mai multe cazuri distincte:

1. ***Starea de repaus fără circulaţie.*** Cazul este real până când viteza de curgere este relativ mică, în raport cu dimensiunile orificiului neapărând pierderi de presiune (fig. 4.10.a).

În acest caz se poate considera: $H_{3\,max} = H_3$; $p_3 = 0$; $p'_1 = 0$ şi:

$$H_{3max}\left(\gamma_1 - \frac{273}{273+t_0} - \gamma_2 \frac{273}{273+t_2}\right) = p_1 = H_2\left(\gamma_1 \frac{273}{273+t_0} - \gamma_2 \frac{273}{273+t_1}\right), \left[daN/m^2\right].$$

Dacă se consideră că în cuptor se execută o operaţie de tratament termic şi dacă $H_{2\,max} = H_2$, atunci din această relaţie se poate calcula $H_{2\,max}$.

Scanned with OKEN Scanner

Se observă în diagrama presiunilor alăturată figurii că linia de presiune nulă în *F* este mai joasă ca cea din *E* existând totodată o diferenţă de presiune p_2 între spaţiul *F* şi spaţiul *E*, în dreptul orificiului din *C*, fapt ce favorizează gazelor mai reci din *F* prin *C* în *E*, micşorând temperatura gazelor calde ce intră din *A*.

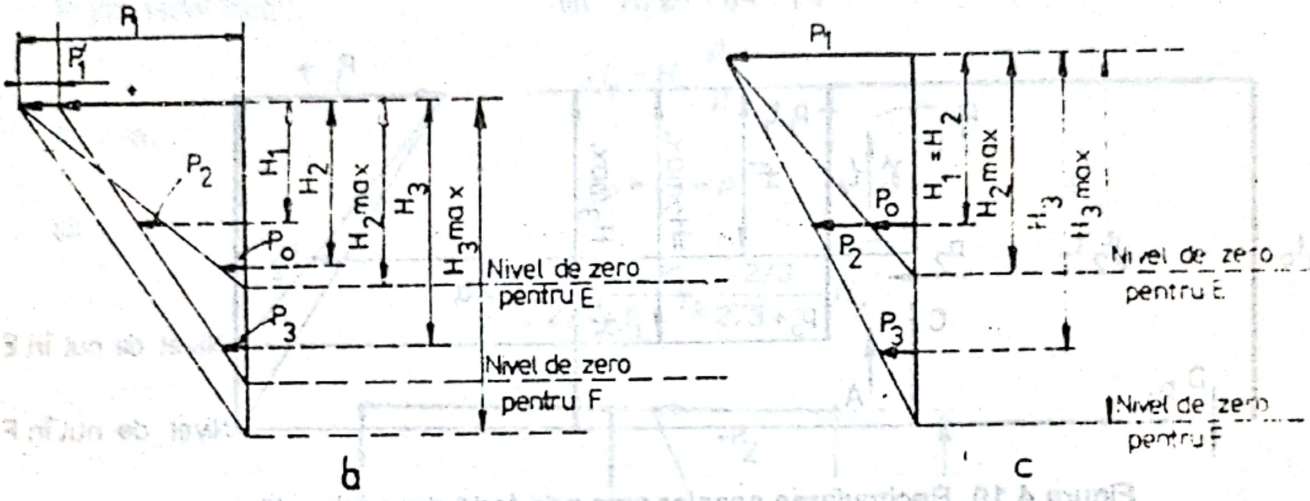


Figura 4.10. Recircularea gazelor arse prin forţă ascensională:
b - starea cu circulaţie;
c - starea de circulaţie optimizată

2. ***Starea cu diferenţă de presiune*** (fig. 4.10.b). În acest caz nu se pot neglija valorile lui p_0, p_3, p'_1 şi există relaţiile:

$$H_3\left(\gamma_1\frac{273}{273+t_0}-\gamma_2\frac{273}{273+t_2}\right)+p_3=p_1-p'_1,\quad \left[daN/m^2\right]$$

$$H_2\left(\gamma_1\frac{273}{273+t_0}-\gamma_2\frac{273}{273+t_1}\right)+p_0=p_1,\quad \left[daN/m^2\right]$$

Diferenţele de presiune din relaţiile date se pot calcula prin relaţiile prezentate în cadrul cazului general şi se obţin:

$$H_2 < H_{2\,max};\ H_3 < H_{3\,max}.$$

Se observă că liniile de presiune nulă pentru *E* şi *F* sunt situate mai sus decât în primul caz. Diferenţa de presiune p_2, pentru realizarea debitului gazelor de ardere din orificiul *C* este mai redusă şi ea faţă de primul caz, cazul ideal.

În general se adoptă mărimea orificiului *B* de aşa natură, încât să obţinem: $p'_1 = 0$ şi $H_1 = H_2$ (fig. 4.10.c.)

În acest caz există relaţiile:

Scanned with OKEN Scanner

$$H_3(\gamma_1\frac{273}{273+t_0}-\gamma_2\frac{273}{273+t_2})+p_3=p_1\,,\quad [daN/m^2]$$

$$H_2(\gamma_1\frac{273}{273+t_0}-\gamma_2\frac{273}{273+t_1})+p_0=p_1\,,\quad [daN/m^2]$$

Din punct de vedere constructiv, cele două nivele de presiune nulă sunt ca în primul caz studiat.

4.5. Coşul cuptoarelor industriale

Prin coş se consideră spaţiul din instalaţia termică care la partea superioară este în contact direct cu aerul înconjurător, având linia de presiune nulă la partea superioară (figura 4.11.).

Din aceste considerente, rezultă că tirajul coşului se poate calcula cu relaţia:

$$p=-H(\gamma_1\frac{273}{273+t_1}-\gamma_2\frac{273}{273+t_2})\,,\quad [daN/m^2]$$

De menţionat, însă, că temperatura medie a gazelor din coş este mai scăzută decât temperatura gazelor arse din cuptor, datorită cedării căldurii pe durata parcurgerii înălţimii coşului.

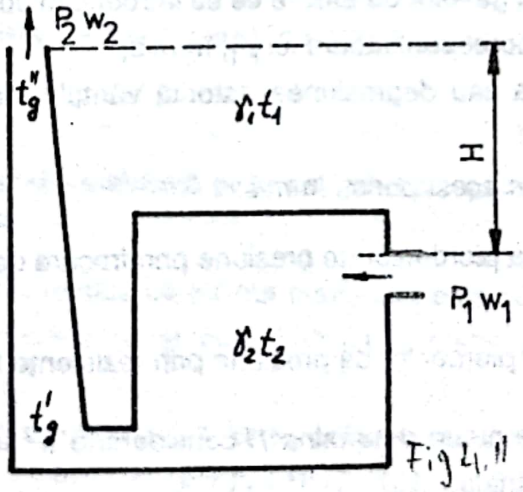


Figura 4.11. Incinta cuptorului şi coşul

Cantitatea de căldură cedată de gazele de evacuare în coş este:

$$Q_c=F\cdot K(\frac{t'_g+t''_g}{2}-t_1)$$

Scanned with OKEN Scanner

în care:

F - suprafaţa mantalei coşului, m^2;

K - coeficient complex de transfer de căldură (K 1,16 - 3,46 W/m^2 ^oK - pentru coşuri înzidite);

t'_g - temperatura gazelor la baza coşului;

t''_g - temperatura gazelor la partea superioară a coşului;

t_1 - temperatura aerului în exterior.

Să considerăm că, în cazul cuptorului industrial studiat, se consumă $B[kg,m^3N]$ combustibil şi că gazele de evacuare la intrarea în coş au entalpia I' şi la evacuare din coş I'', atunci:

$$Q_c = B(I' - I'') = F \cdot K(\frac{t'_g - t''_g}{2} - t_1); \quad [J]$$

relaţie din care se poate calcula t''_g.

În general, coşul se construieşte mult mai înalt decât cuptorul (H cât mai mare) pentru a regla valoarea tirajului la valori optime, tiraj ce poate fi reglat prin intermediul unei clapete de reglare. Calculul tirajului se poate efectua aplicând ecuaţiile lui Bernoulli:

$$H(\frac{\gamma_1}{\gamma_2} - 1) + \frac{p_1}{\gamma_2} + \frac{w_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma_2} + \frac{w_2^2}{2g} + \sum_{i=1}^{m} \frac{w^2}{2g} \lambda \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^{m} \xi \frac{w^2}{2g}$$

relaţie în care:

p_1 - suprapresiunea gazelor de ardere ce se introduc în cuptor, în daN/m^2;

w_1 - viteza gazelor corespunzătoare lui p_1, în m/s;

p_2 - suprapresiunea sau depresiunea datorită vântului de la gura coşului, în daN/m^2;

w_2 - viteza gazelor în acest punct, în m/s;

$\sum \frac{w^2}{2g} \lambda \frac{l}{d}$ - suma pierderilor de presiune prin frecare de pereţi;

$\sum \xi \frac{w^2}{2g}$ - suma pierderilor de presiune prin rezistenţe locale.

Din această relaţie se poate determina H considerând w^2 = 5 - 10 m/s, mărime recomandată de practica industrială.

Valoarea $H(\gamma_1 - \gamma_2)$ reprezintă tirajul teoretic ce se calculează cu ecuaţia lui Bernoulli, valoare ce se majorează în cadrul calculelor estimative cu 30 - 50%.

Scanned with OKEN Scanner

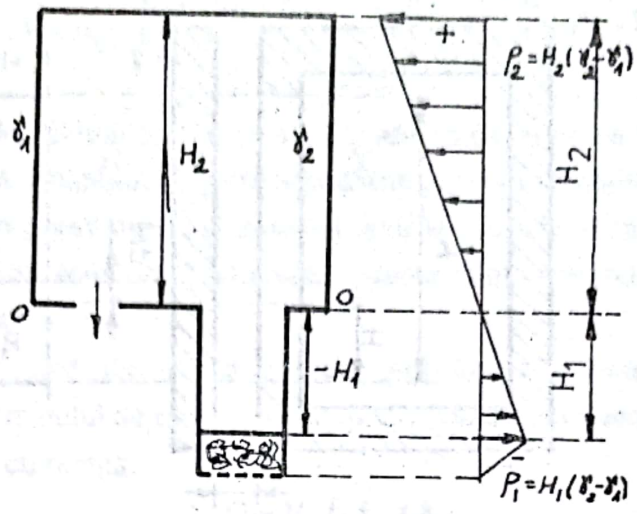


Figura 4.12. Cuptor cu pat de combustibil amplasat sub nivelul vetrei cuptorului

În cazul încălzirii cuptoarelor cu combustibil solid, prin folosirea tirajului natural, se recomandă următoarea construcţie (figura 4.12.). În această construcţie, patul de combustibil este amplasat mult sub vatra cuptorului şi H_2 destul de ridicat. Dezavantajul acestei construcţii îl reprezintă toruşi pierderile de căldură suplimentare prin pereţii puţului patului de combustibil, dezavantaj ce se poate diminua prin utilizarea încălzirii cu semigaz (obţinut în instalaţii anexe de gazeificare) în care caz, degajarea căldurii are loc parţial în spaţiul de lucru al cuptorului.

4.6. Pierderi de căldură prin scăpări de gaze sau aspiraţie de aer din exterior.

Din figura 4.13. rezultă că incinta cuptorului este umplută cu gaze de evacuare calde, de greutate specifică γ_2 şi este închisă neetanş având scăpări de gaze pe orizontală şi pe verticală.

Scăpările pe orizontală a gazelor se pot calcula astfel:

$$p = p_1 + H(\gamma_1 - \gamma_2)$$

unde:

H - suprapresiunea deasupra laturii inferioare a crăpăturii.

empiric (pentru orificii):

$$V = \alpha \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2gp}{\gamma_2}}, \quad [m^3/s], \text{ în care:}$$

Scanned with OKEN Scanner

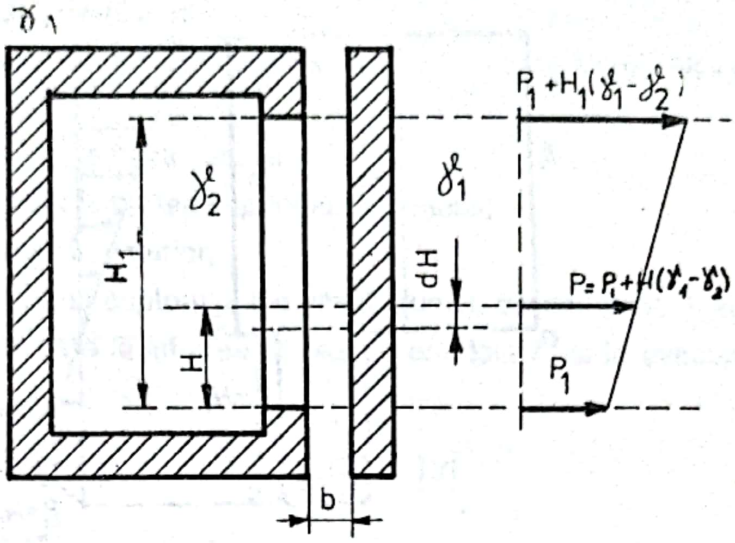


Figura 4.13. Curgere prin fante

V - debitul de gaze prin orificii la depresiuni unice, $[m^3/s]$;

α - coeficient de formă a orificiului, $\alpha \approx 0{,}65$;

$f = b \cdot dH$ - suprafaţa secţiunii de curgere, în m^2;

b - lăţimea fantei;

dH - înălţimea fantei;

de unde:

$$dV = \alpha_b \cdot dH \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma_2}} \cdot \sqrt{p_1 + H(\gamma_1 - \gamma_2)};$$

$$V = \alpha_b \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma_2}} \int_0^{H_1} \left[p_1 + H(\gamma_1 - \gamma_2)\right]^{\frac{1}{2}} dH$$

se face substituţia: $p_1 + H(\gamma_1 - \gamma_2) = y$;

$$\frac{dy}{dH} = \gamma_1 - \gamma_2$$

$$\int p_1 + H(\gamma_1 - \gamma_2)^{\frac{1}{2}} dH = \int \frac{y^{\frac{1}{2}} dy}{\gamma_1 - \gamma_2} = \frac{1}{\gamma_1 - \gamma_2} \cdot \frac{y^{\frac{3}{2}}}{\frac{3}{2}}$$

$$V = \alpha_b \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma_2}} \cdot \frac{\left[(p_1 + H(\gamma_1 - \gamma_2)\right]^{\frac{3}{2}}}{(\gamma_1 - \gamma_2)^{\frac{3}{2}}} \Bigg|_0^{H_1};$$

Scanned with OKEN Scanner

$$V = \alpha_b \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma_2}} \cdot \frac{\left(p_1 + H(\gamma_1 - \gamma_2)\right)^{\frac{3}{2}} - p_1^{\frac{3}{2}}}{(\gamma_1 - \gamma_2)^{\frac{3}{2}}};\ \left[m^3/s\right]$$

Pierderile de căldură apar şi prin pătrunderea de aer rece în perioada de răcire a cuptorului, între două schimburi de lucru, deoarece partea exterioară a cuptorului cedează căldura acumulată în pereţi mediului ambiant, sau în cazul în care cuptorul funcţionează cu depresiune, calculul acestora fiind condus identic, determinându-se cantitatea de aer rece introdusă prin fante.

Ţinându-se cont de timpul în care are loc scăparea de gaze calde, de temperatura (t) cu conţinutul de căldură (i), se poate determina pierderea totală de căldură prin scăpări de gaze cu relaţia:

$$Q = V \cdot i \cdot t,\ [J],$$

deci consumul suplimentar de combustibil:

$$Q = B \cdot H_i = V \cdot i \cdot t$$

rezultă:

$$B = \frac{V \cdot i \cdot t}{H_i},\ \left[kg/m^3\right]$$

în care:

B - consumul suplimentar de combustibil de putere calorică inferioară H_i.

Similar, se realizează calculul şi în cazul aspiraţiei de aer rece considerându-se temperatura la care poate fi preîncălzit aerul în incintă.

Pentru micşorarea emisivităţii suprafeţelor exterioare la cuptoarele cu manta metalică exterioară, acestea se curăţă periodic şi se vopsesc cu lac de alumuniu ($\xi = 0,4$).

Totodată, o altă sursă de pierderi de căldură este dată de pătrunderea de aer rece în incintă prin orificii, aer ce se preîncălzeşte şi apoi iese în atmosferă prin alt orificiu. Pentru a micşora aceste pierderi este indicat ca orificiile de la partea inferioară a cuptoarelor să fie cât se poate de mici, deci uşile de acces să fie pe cât se poate mai etanşe.

Scanned with OKEN Scanner

Capitolul 5

Calculul şi construcţia principalelor elemente constructiv-funcţionale ale cuptoarelor industriale

Principalele elemente constructiv-funcţionale ce determină durabilitatea şi fiabilitatea în exploatare a cuptoarelor industriale sunt:

- instalaţiile pentru producerea căldurii;
- fundaţia cuptoarelor;
- pereţii cuptoarelor industriale (materiale, dimensiuonale);
- bolta cuptoarelor industriale;
- elemente metalice de rezistenţă ş.a.

5.1. Instalaţii pentru producerea căldurii.

Producerea căldurii necesară operaţiilor de încălzire din incinta cuptoarelor industriale se poate realiza prin intermediul arderii combustibililor sau prin intermediul efectului termic al curentului electric.

Instalaţiile de producere a căldurii prin intermediul efectului termic al curentului electric se numesc instalaţii electrice de forţă şi sunt dimensionate, funcţie de principiul de funcţionare (prezentat în capitolul 2.2.).

Instalaţiile pentru producerea căldurii prin intermediul arderii combustibililor prezintă ca element comun, spaţiul în care arde combustibilul denumit spaţiu de ardere.

Elementele distincte sunt determinate, în principal, de tipul combustibilului utilizat (solid, lichid sau gazos).

5.1.1. Instalaţii de ardere pentru combustibili solizi.

Arderea combustibililor solizi în instalaţiile industriale se face în strat sau în stare pulverizată.

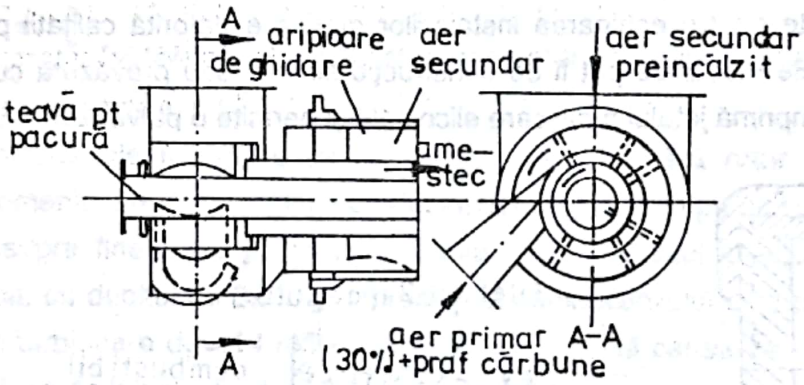
Arderea cărbunilor inferiori în strat se face pe grătare fixe sau rulante, plasate orizontal sau înclinat până la un unghi de 40 - 50°C .

Scanned with OKEN Scanner

Focarele cu grătare realizează arderea combustibilului în strat, grătarul servind ca suport al combustibilului în toate fazele procesului de ardere (uscare, prin degajarea umidităţii; descompunerea în substanţe volatile şi cocs; arderea elementelor combustibile) având şi rolurile de a admite şi repartiza aerul necesar arderii şi de a evacua cenuşa şi zgura. În instalaţiile moderne de focare cu grătare, fazele arderii au loc simultan pe diferite zone ale grătarului.

Pregătirea prafului de cărbune în vederea arderii lui se realizează în instalaţii de preparare a cărbunelui pulverizat, independente de spaţiul de ardere, particulele rezultate prin măcinare fiind antrenate într-un curent de aer, formându-se astfel un nor de praf.

Cele mai utilizate arzătoare pentru combustibili pulverizaţi sunt arzătoarele turbionare (figura 5.1.).



Fifura 5.1. Arzător turbionar pentru combustibili solizi în stare pulverizată.

5.1.2. Instalaţii de ardere pentru combustibili lichizi.

Combustibilii lichizi se ard în stare pulverizată: scopul pulverizării este de a mări cât mai mult suprafaţa de contact între particulele de combustibil şi aer, asigurând astfel un proces complex de ardere.

În funcţie de energia utilizată pentru pulverizare, instalatiile de ardere pot fi:

- cu pulverizare mecanică - în care caz se foloseşte energia jetului de combustibil;

- cu pulverizare pneumatică - folosind pentru pulverizare un fluid auxiliar ce poate fi aer sau abur;

Scanned with OKEN Scanner

- ultrasonice - folosind energia undelor sonore sau ultrasonore;

- cu cupă rotativă - folosind forţa centrifugă imprimată lichidului care se prelinge pe o cupă rotativă.

Arzătoare cu pulverizare mecanică. În cazul acestor instalaţii pulverizarea se realizează datorită diferenţei mari de viteză între jetul de combustibil şi mediul în care are loc injecţia. Obţinerea unei astfel de viteze mari pentru jetul de combustibil, este posibilă prin trecerea lichidului printr-un orificiu calibrat cu diametrul d_0, în acest orificiu având loc transformarea energiei potenţiale (de presiune) a fluidului, în energie cinetică.

Mişcarea jetului de combustibil în raport cu duza de pulverizare poate fi axială, turbionară, sau centrifugală, caracteristicile jetului de combustibil pulverizat fiind dependente de presiunea şi diametrul orificiului de injecţie.

Injectoarele mecanice, deşi prezintă avantajul unei construcţii simple (figura 5.2.), nu pot fi utilizate pentru echiparea instalaţiilor moderne datorită calităţii proaste a pulverizării. Injectoarele mecanice pot fi de construcţie simplă, sau prevăzută cu cameră de turbionare - care imprimă jetului o mişcare elicoidală şi permite o pulverizare mai bună.

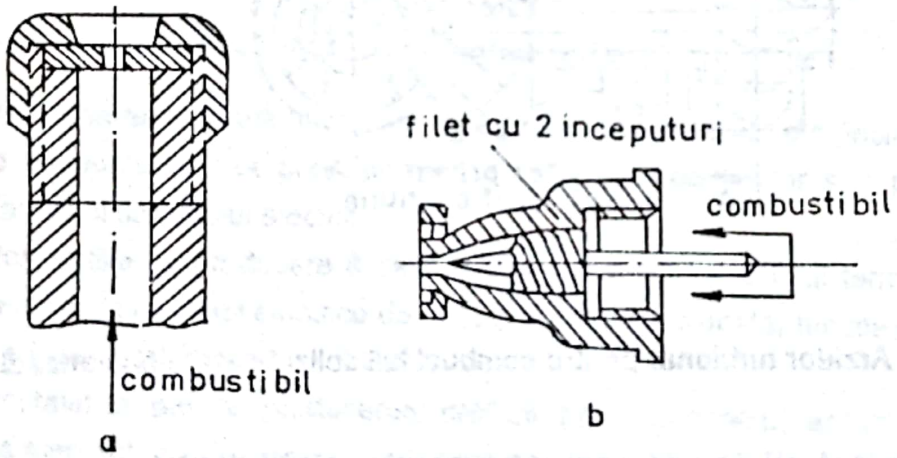


Figura 5.2. Injector mecanic:
a - sumplu;
b - cu şurub de turbionare pentru flacără scurtă

Pulverizatoarele cu camere de turbiobare, fără retur, necesită o presiune a combustibilului de 12 ... 20 *bari*, la cele cu retur presiunea fiind de ordinul 25 ... 30 *bari*.

Diametrul mediu al norului de picături obţinute cu ajutorul pulverizatoarelor mecanice poate fi determinat cu următoarea expresie, stabilită pe baza rezultatelor experimentale pentru combustibili derivaţi din ţiţei:

$$d_m = \frac{15,6}{p}, \quad [mm]$$

Scanned with OKEN Scanner

unde: p reprezintă valoarea presiunii combustibilului, în bari.

Valoarea vitezei de curgere a fluidului prin orificiul de injecţie, se stabileşte cu expresia:

$$w_0 = \Phi\sqrt{\frac{2p}{\rho_c}}, \quad [m/s]$$

în care:

ϕ - reprezintă un coeficient de reducere a vitezei, cu valori cuprinse între 0,2 ... 0,8;

p - presiunea combustibilului, în n/m^2;

ρ_c - densitatea combustibilului, în kg/m^3.

Debitul orar de combustibil care poate fi pulverizat este deci:

$$C_h = 3600 \cdot w_0 \cdot \rho_c \ , \ [kg/h],$$

unde: $s_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}$ reprezintă secţiunea transversală a orificiului de ieşire a combustibilului din duza de pulverizare.

Injectoarele mecanice cu cameră turbionară - fără retur - se caracterizează printr-un domeniu îngust de reglaj, datorită influenţei negative pe care o prezintă scăderea presiunii asupra fineţei de pulverizare (figura 5.3.). În cazul injectorului de construcţie românească, cu debitul de 320 *kg/h*, presiunea combustibilului este de 16 *bari*, diametrul camerei de turbionare d_1 = 14 *mm*, fiind prevăzut cu două canale tangenţiale cu lungimea de 5 *mm*, duza de injecţie fiind de 3 *mm* (figura 5.4.).

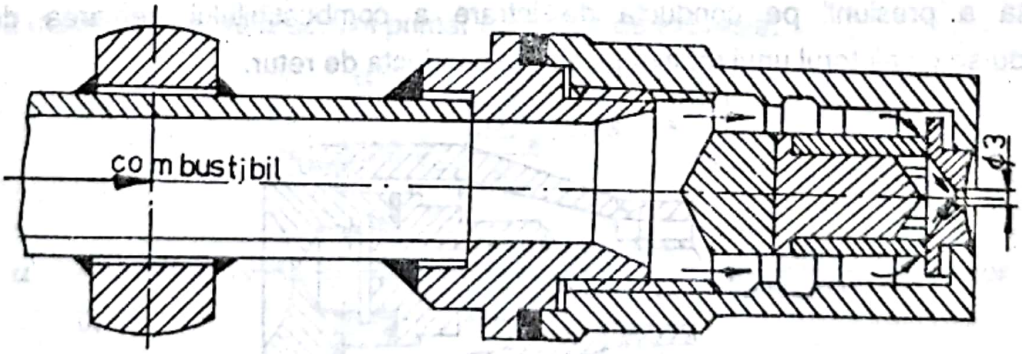


Figura 5.3. Injector cu pulverizare mecanică, cu cameră de turbionare, fără retur.

Diametrul mediu Sauter al norului de picături, care exprimă diametrul particulelor dintr-un nor omogen, care are acelaşi volum şi număr ca şi norul real, poate fi stabilit cu expresia:

Scanned with OKEN Scanner

$$d_{ms} = \frac{d_0^{0,148} \cdot \nu_c^{0,215}}{p^{0,353}}$$

unde: ν_c reprezintă vâscozitatea cinematică a combustibilului.

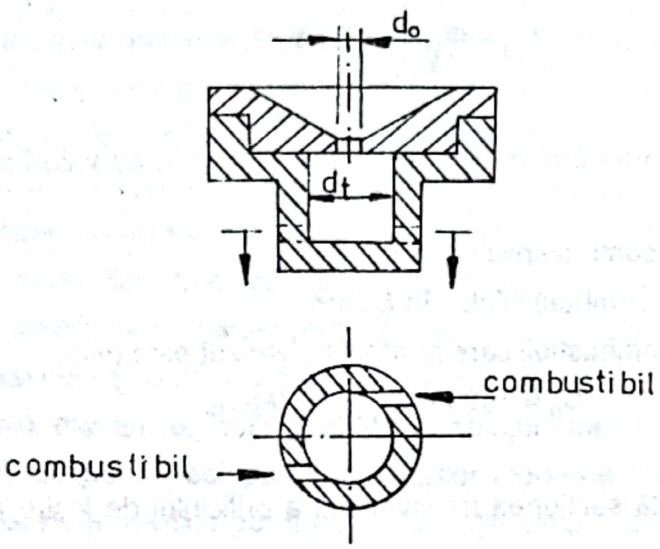


Figura 5.4. Reprezentarea schematică a camerei de turbionare pentru injectoare mecanice.

Debitul de combustibil care poate fi pulverizat cu acest tip de injector este de până la 3000 *kg/h*, domeniul de reglaj fiind cuprins între 0 şi 20% din sarcina nominală. Realizarea unui domeniu mai larg de reglaj se obţine folosind injectarea cu cameră de turbionare prevăzută cu retur (figura 5.5.), principiul de funcţionare fiind legat de păstrarea constantă a presiunii pe conducta de intrare a combustibilului, reglarea debitului realizându-se cu ajutorul unui robinet plasat pe conducta de retur.

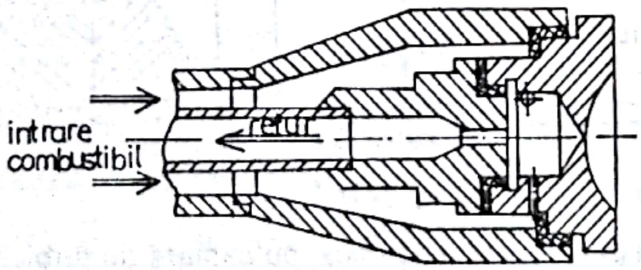


Figura 5.5. Pulverizator cu cameră de turbionare şi retur central.

Scanned with OKEN Scanner

Arzătoare cu pulverizare pneumatică. Fluidele utilizate pentru pulverizarea jetului de combustibil sunt: aerul sau aburul; presiunea aerului este cuprinsă între 0,04 şi 6 *bari*, iar pentru abur 3 ... 8 *bari*.

Pulverizarea combustibilului intervine datorită unui gradient ridicat de vitexă, între viteza agentului de pulverizare şi a combustibilului, care în general nu depăşeşte 4 *m/s*.

Arzătoarele cu pulverizare pneumatică pot fi de joasă sau înaltă presiune, ele prezentând avantajul de a introduce aerul preîncălzit până la temperatura de 280°C, ceea ce favorizează procesul de pulverizare, mărind astfel viteza de ardere (figura 5.6.).

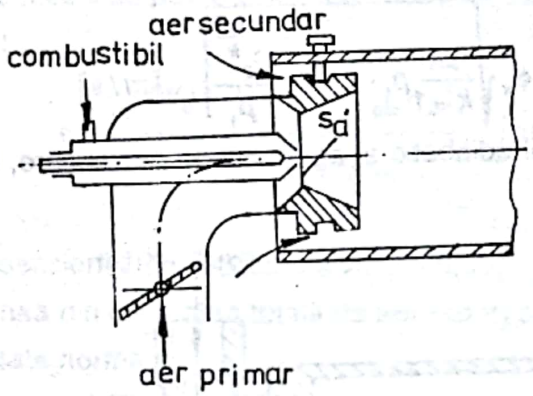


Figura 5.6. Arzător pneumatic de joasă presiune.

Dacă aerul de ardere se împarte în aer primar (10 ... 50%) şi aer secundar, secţiunea minimă de ieşire a aerului primar este dată de expresia:

$$S_a = \frac{\alpha \cdot \lambda \cdot V^0_{aer} \cdot C_h}{3600 \cdot \phi_a \sqrt{\frac{2\Delta P_a}{\rho_a}}} \cdot \frac{T_a}{273}, \quad [m^2],$$

unde:

- α - este fracţiunea din cantitatea totală de aer care intră prin injector (0,1 ... 0,5);
- λ - valoarea excesului de aer;
- V^0_{aer} - volumul de aer minim necesar arderii;
- C_h - consumul orar de combustibil;
- ϕ_a - coeficientul de debit 0,7 ... 0,8;
- P_a - suprapresiunea aerului, în *N/m*;
- ρ_a - valoarea densităţii aerului, în *kg/m*^{3};
- T_a - temperatura aerului, în *K*.

Scanned with OKEN Scanner

În cazul injectoarelor de înaltă presiune (figura 5.7), alegerea tipului de ajutaj se face în funcţie de raportul de destindere p_2/p_1 şi anume:

- dacă $p_2/p_1 \geq (p_2/p_1)_{cr}$ se foloseşte un ajutaj convergent;
- dacă $p_2/p_1 < (p_2/p_1)_{cr}$, ajutaj convergent-divergent; în cazul când - dacă $p_2/p_1 < (p_2/p_1)_{cr}$ ajutajul fiind convergent, în secţiunea de ieşire se obţine o undă de şoc.

Raportul critic de destindere $(p_2/p_1)_{cr}$, considerând că destinderea este adiabată, are expresia $(2/k+1)^{k/k-1}$ şi prezintă valorile: 0,528 pentru aer, 0,546 pentru abur supraîncălzit şi 0,577 pentru abur saturat uscat.

Expresia de calcul a vitezei în secţiunea de ieşire din ajutaj este:

$$w_2 = \phi_x \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 \cdot v_1 \left[1 - \frac{p_2^{\frac{k-1}{k}}}{p_1}\right]}, \quad [m/s]$$

în care k reprezintă exponentul adiabatic al agentului de pulverizare, iar ϕ coeficientul de reducere a vitezei.

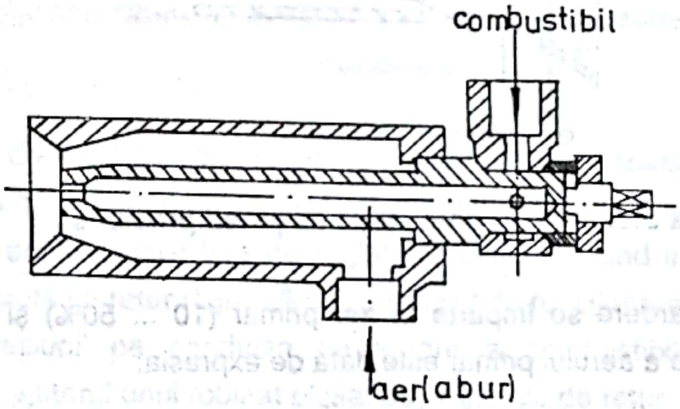


Figura 5.7 Schema unui arzător pneumatic de înaltă presiune.

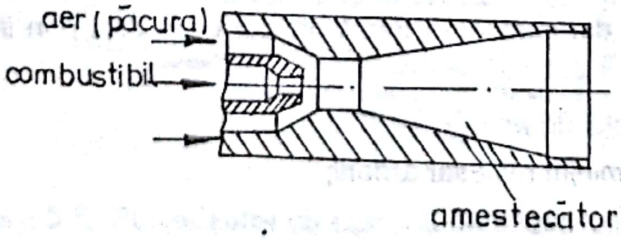


Figura 5.8 Arzător cu amestecător.

Scanned with OKEN Scanner

În cazul folosirii aburului, valoarea vitezei în secţiunea de ieşire din ajutaj, se stabileşte cu expresia:

$$w_2 = \phi' \cdot \sqrt{2(i_1 - i_2)}\ , \quad [m/s]$$

în care i_1 - i_2 reprezintă căderea de entalpie în *J/kg*, iar ϕ'' coeficientul de reducere a vitezei, cu valori cuprinse între 0,9 ... 0,95.

Dacă, spre exemplu, se utilizează un ajutaj de tip convergent-divergent (fig. 5.8), partea terminală a injectorului este prevăzută cu amestecător, care favorizează procesul de amestecare între particulele de combustibil şi agentul de pulverizare, la ieşirea din amestecător valoarea vitezei se poate calcula cu următoarea expresie, rezultată din legea conservării impulsului:

$$w_3 = \frac{\phi(w_c + \alpha \cdot \lambda V^0_{aer} \rho_{N\,aer} w_2)}{1 + \alpha \cdot \lambda \cdot v^0_{aer} \rho_{N\,aer}}\ , \quad [m/s]$$

unde:

ϕ - este coeficientul de reducere a vitezei 0,95;

α - fracţiunea din cantitatea totală de aer (abur) care se introduce prin injector;

$\rho_{N\,aer}$ - densitate normală a aerului;

w_2 - viteza aerului (aburului) la ieşirea din ajutaj.

Lungimea acestui difuzor este de (50 ... 80)*mm*.

Pentru a proteja ajutajele de radiaţia incintei focarului, partea terminală a instalaţiei de ardere este de formă cilindrică cu lungimea de 30 ...100 *mm*.

Arzătoare cu pulverizatoare prin ultrasunete. În acest caz pulverizarea combustibilului se realizează cu ultrasunete, produse de generatori hidro sau electromecanici (frecvenţa de lucru 50 ... 100 *kHz*). Vibraţiile realizate cu ajutorul unui vibrator electromagnetic sunt transmise jetului de combustibil, care se pulverizează datorită forţelor exercitate de oscilaţiile ultrasonore.

Metoda de pulverizare ultrasonoră se utilizează în combinaţie şi cu alte metode de pulverizare, în special metode pneumatice de joasă sau înaltă presiune.

Arzătoare cu cupă rotativă. Arzătoarele rotative folosesc energia mecanică din mişcarea unei cupe - care constituie pulverizatorul.

Pulverizatoarele pot fi discuri sau cupe care se rotesc cu turaţii de 4000 ... 5000 *rot/min* (fig. 5.9). Sub acţiunea forţei centrifuge, combustibilul este aruncat pe peretele interior al cupei, formând o peliculă subţire care înaintează spre marginea cupei. Spargerea peliculei de combustibil are loc sub acţiunea curentului de aer de ardere produs de un ventilator (cca 15% din cantitatea totală).

Scanned with OKEN Scanner

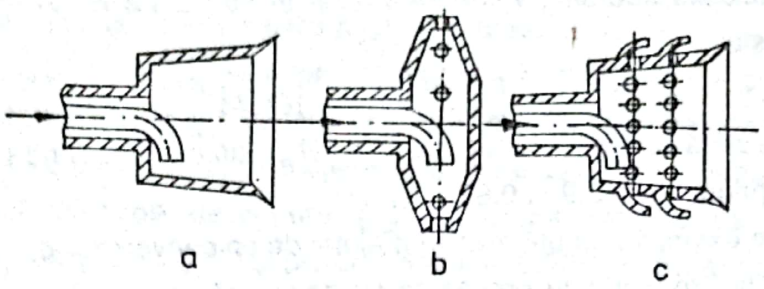


Figura 5.9. Scheme de injectoare rotative:
a - cupă deschisă;
b - disc închis;
c - conturi multiple.

5.1.3. Instalaţii de ardere pentru combustibili gazoşi.

Instalaţiile de ardere pentru combustibili gazoşi sunt cunoscute sub denumirea de arzătoare. Acestea se dimensionau, până nu demult, experimental. În prezent arzătoarele se dimensionează funcţie de:

- căldura cedată de flacără şi controlul ei;
- stabilizarea flăcărilor;
- zgomotul flăcării.

Căldura cedată de flacără este caracterizată prin radiaţia CO_2 şi H_2O -vapori, precum şi prin radiaţia negrului de fum. Trebuie menţionat faptul că cedarea căldurii nu este uniformă pe direcţia flăcării, fiind variabilă funcţie de tipul constructiv al arzătorului.

Stabilizarea flăcării este importantă, deoarece se consideră că există o flacără numai în cazul când există un echilibru între viteza de propagare a flăcării şi viteza de scurgere (la flăcările cu preamestec complet sau parţial). Pentru viteze de ardere mari, există tendinţa de întoarcere a flăcării, iar la viteze mici există tendinţa de desprindere şi de stingere a flăcării.

Stabilizarea flăcării împotriva desprinderii se poate realiza pe mai multe căi:

- stabilizarea prin scânteie permanentă (metodă foarte rar utilizată actual);
- stabilizarea prin micşorarea vitezei de ieşire (fig. 5.10.), pentru combustibil de ip gaz metan;
- stabilizarea prin "flacără auxiliară" (prin intermediul unei coroane de flăcări auxiliare) (figura 5.11.). În acest caz, viteza de ieşire a flăcărilor auxiliare poate fi de 0,3 *m/s*;

Scanned with OKEN Scanner

- stabilizarea prin muchii ieşite în afară sau prin adâncituri (prin apariţia de vârtejuri care recirculă gazele calde);

- stabilizarea prin ardere anticipată (fig. 5.12.);

- stabilizarea prin turbionare;

- stabilizarea prin corpuri deflectoare (fig. 5.13.). Această metodă este deosebit de avantajoasă pentru păcură şi pentru combustibil gazos. Se poate înlocui corpul deflector compact, cu un inel deflector cu crestături radiale, pe circumferinţa exterioară, îndoite sub formă de aripioare. ***Zgomotul flăcării*** scoate în evidenţă instabilitatea flăcărilor.

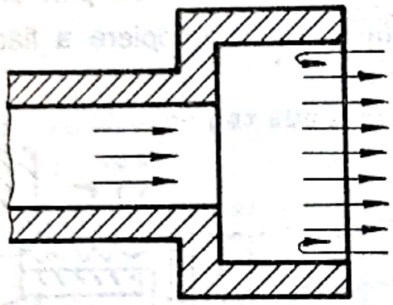


Figura 5.10.

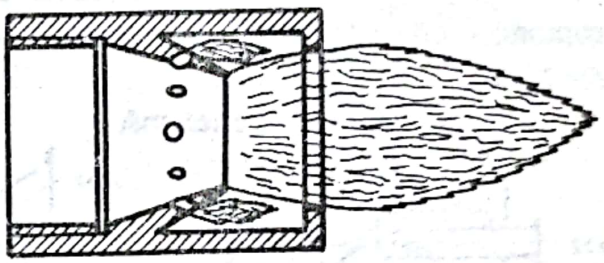


Figura 5.11.

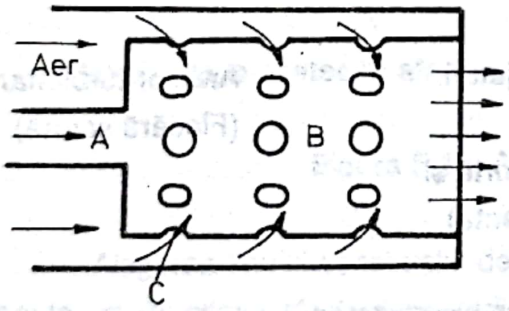


Figura 5.12.

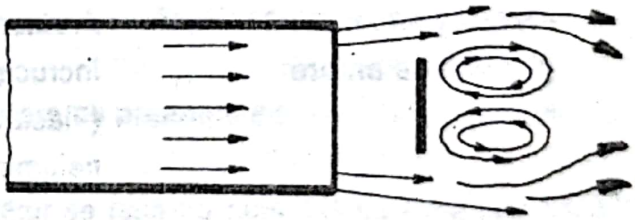


Figura 5.13.

Arzătoarele pentru combustibili pot fi clasificate după următoarele criterii:

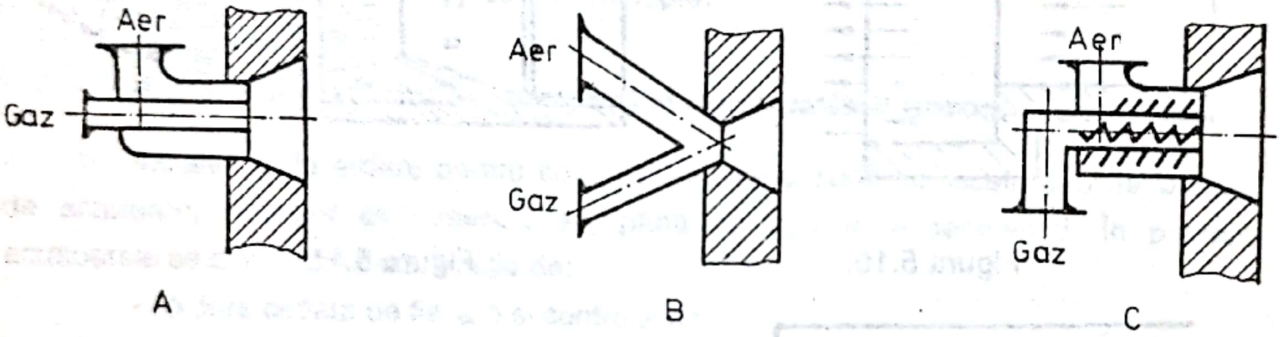
1. După modul de realizare a amestecului combustibil:
   - arzătoare fără preamestec (ce utilizează flăcări de difuziune, luminoase);
   - arzătoare cu preamestec în arzător;
   - arzătoare cu admisie de amestec din exterior.
2. După modul cum este adus aerul în instalaţie:
   - arzătoare cu autoaspiraţie datorită tirajului;

Scanned with OKEN Scanner

- arzătoare cu autoaspiraţie datorită ejecţiei exercitată de gazul combustibil;
- arzătoare cu aer insuflat.

3. După modul în care se realizează procesul de ardere:
   - arzătoare cu flacără, la care procesul de ardere se desfăşoară vizibil în spaţiul de ardere;
   - arzătoare fără flacără (panouri radiante).

Arzătoarele fără preamestec de gaz şi aer se utilizează la cuptoarele industriale de temperaturi joase şi medii şi rareori, la cuptoarele cu temperaturi înalte, deoarece alimentarea cu aerul necesar procesului de combustie are loc prin tirajul cuptorului, prin intermediul unor fante şi orificii situate în imediata apropiere a flăcării (fig.5.14.).



Arzător paralel (Flacără de ardere lungă)

Arzător cu jeturi încrucişate (Flacără scurtă şi neluminiscentă)

Arzător turbionar (Flacără scurtă)

Figura 5.14. Arzătoare fără preamestec

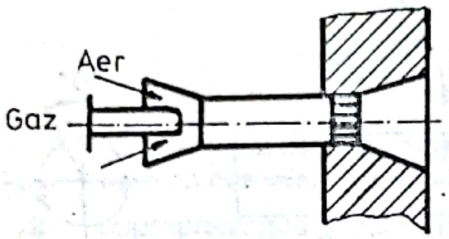
Arzătoarele pentru combustibili gazoşi cu preamestec de aer şi gaz, în arzător (fig. 5.15.) sunt utilizate la cuptoarele de temperaturi medii şi înalte.

Sunt în exploatare şi arzătoare care au lungimea flăcării reglabilă şi care se poate considera că fac parte din ambele tipuri constructive (cu sau fără preamestec: aerul se poate regla în interior sau în exterior). De menţionat că arzătoarele cu preamestec lucrează cu o flacără mai scurtă.

În cazul arzătorului sferic, aerul este insuflat tangenţial şi se roteşte în jurul curentului de gaz obţinându-se o turbionare rapidă şi uniformă, dar totodată şi o micşorare

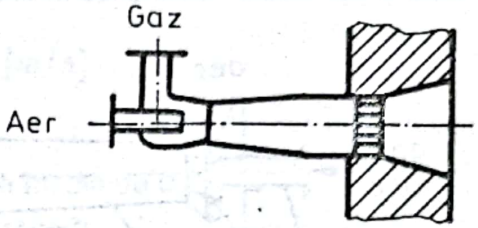
Scanned with OKEN Scanner

substanţială (aproape totală) a energiei cinetice a aerului, fapt ce conduce la cantităţi sporite de aer, deoarece o anumită cantitate de aer este pierdută prin centrifugare, fenomen ce conduce în final la apariţia în faza arzătorului a unei flăcări scurte, foarte caldă, care prezintă în continuare un proces de ardere întârziată.



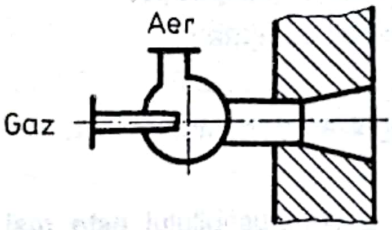
1

Arzător cu gaz sub presiune



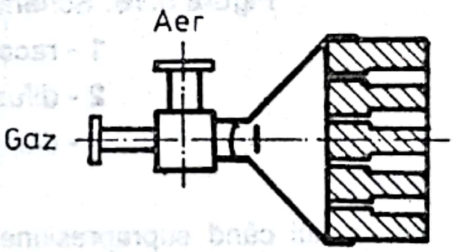
2

Arzător cu aer sub presiune



3

Arzător cu amestec în afară



4

Arzător ceramic cu radiaţie

Figura 5.15. Arzătoare cu preamestec

Alegerea tipului constructiv de arzător se face nu numai după lungimea flăcării obţinute, ci în primul rând, după radiaţia flăcării şi impulsul gazelor calde. Cele mai avantajoase sunt, în general, arzătoarele ce prezintă o flacără scurtă, caldă şi foarte stabilă, care nu se desprinde nici la viteze de ieşire a gazelor foarte mari (≤ 250 *m/s*) arzătoare ce prezintă un impuls foarte mare.

Tipurile constructive moderne de arzătoare, prezintă suflantă de aer proprie (tip monobloc) sau complet automatizate.

Arzătoare cu preamestec total - prezintă particularitatea constructivă că amestecul se realizează integral în incinte separate şi este condus prin conducte până la arzător. Principala grijă constă în aceea că, amestecul exploziv format să nu se poată aprinde prin eventuala întoarcere a flăcării.

Scanned with OKEN Scanner

Din această cauză, se utilizează pe larg obţinerea unui amestec de presiune scăzută, la care excesul de aer pentru ardere este dat de arzătorul propriu-zis.

Calculul şi construcţia arzătoarelor cu autoaspiraţie. Acest tip de arzător poate funcţiona cu gaz combustibil la presiune relativ scăzută ($p_g < 500 mm\ H_2O$), formarea amestecului combustibil având loc în difuzor (fig. 5.16).

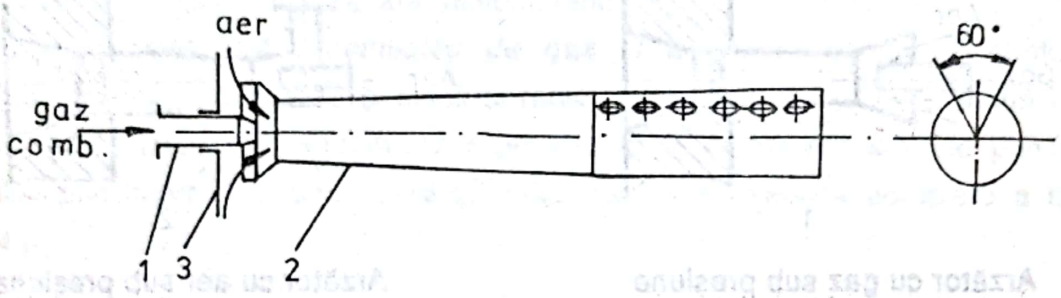


Figura 5.16. Schema unui arzător cu autoaspiraţie:
1 - racord de combustibil cu ajutaj;
2 - difuzor;
3 - clapetă pentru reglarea debitului de aer.

În cazul când suprapresiunea disponibilă a combustibilului este mai ridicată, amestecul combustibil nu mai este evacuat radial prin cele două rânduri de orificii, el fiind prevăzut în capăt cu o piesă ceramică sub forma unui ajutaj convergent, în care sunt practicate şi o serie de orificii laterale, în care se formează o flacără pilot, mărind astfel intervalul de reglaj al arzătorului (fig. 5.17.). Ambrazura ceramică, plasată în partea finală, joacă rolul unei inserţii calde, contribuind la stabilizarea frontului de flacără. La acest tip de arzătoare, lungimea flăcării poate ajunge la 1,5 ... 2 m (pentru o suprapresiune a combustibilului $p_g \cong 6000\ mm\ H_2O$), debitul de combustibil putând să atingă (40 ... 50) m^3_N/h. În cazulunui debit mai mare de gaz, viteza amestecului combustibil în secţiunea de ieşire devine prea ridicată pentru a asigura stabilitatea procesului de ardere, din care motiv se utilizează un stabilizator lamelar montat la capătul porţiunii divergente a difuzorului. Acest stabilizator este format din lamele de oţel de 0,5 mm grosime, aşezate la o distanţă de 1,5 *mm* (sub diametrul critic, pentru a evita returul flăcării).

Dezavantajul principal al acestui tip de arzător este legat de lipsa unei posibilităţi de preîncălzire a aerului de ardere, ceea ce face ca temperatura flăcării să nu fie prea ridicată.

Scanned with OKEN Scanner

Principala dimensiune geometrică care trebuie stabilită la acest tip de arzător este diametrul ajutajului de gaz combustibil. Calculul aceste dimensiuni geometrice se face în funcţie de valoarea suprapresiunii gazului combustibil p_g, astfel:

a. Pentru $p_g \leq 2000\ mm\ H_2O$, se utilizează ajutaje convergente, valoarea vitezei în secţiunea de ieşire calculându-se cu expresia:

$$w_g = \phi_g \sqrt{\frac{2\Delta p_g}{\rho_g}}, \quad [m/s]$$

în care:

ϕ_g - este un coeficient de debit cu valoare medie de 0,8;

Δp_g - suprapresiunea gazului combustibil, $[N/m^2]$;

ρ_g - densitatea gazului combustibil, $[kg/m^3]$.

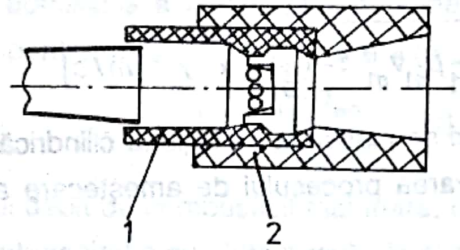


Figura 5.17. Piesă ceramică pentru arzătoare cu autoaspiraţie de presiune ridicată pe partea de gaz combustibil:
1 - piesă ceramică care asigură şi flacăra pilot;
2 - ambrazură ceramică pentru stabilizarea frontului de flacără.

Dacă debitul de combustibil este V_{Ng} $[m^3_N/h]$, valoarea secţiunii de ieşire a ajutajului de gaze este:

$$S_g = \frac{V_{Ng}}{3600 \cdot w_g} \cdot \frac{p_N}{p_g} \cdot \frac{T_g}{T_N}, \quad [m^2],$$

unde:

p_g, T_g - reprezintă presiunea şi temperatura combustibilului în N/m^2, respectiv K;

p_N, T_N - presiunea şi temperatura normală.

b. Pentru presiuni ale gazului combustibil situate sub presiunea critică, sau cel mult egală (în cazul tri sau poliatomice $p_{cr} = 0{,}537\ p_{ti}$) se va utiliza tot un ajutaj convergent, expresia vitezei de ieşire fiind:

Scanned with OKEN Scanner

$$w_g = \phi_g \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_{g1} v_{g1} \left[1 - \frac{p_f}{p_{g1}}^{\frac{k-1}{k}}\right]}, \quad [m/s]$$

unde:

k - exponentul adiabatic al gazului combustibil;

p_{g1} - presiunea gazului la intrare, $[N/m^2]$;

v_{g1} - volumul specific al gazului la intrare, $[m^3/kg]$;

p_f - presiunea din focarul în care se desfăşoară arderea, $[N/m^2]$.

c. La presiuni supracritice de intrare a combustibilului în ajutaj $p_{g1} \geq p_{cr}$, se folosesc ajutaje convergent-divergente. Valoarea vitezei în secţiunea critică este:

$$w_{cr} = \phi_g \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_{g1} v_{g1}}, \quad [m/s],$$

iar în secţiunea de ieşire:

$$w_g = \phi_g \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_{g1} v_{g1} \left[1 - \left(\frac{p_f}{p_{g1}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}, \quad [m/s]$$

De obicei, în faţa difuzorului se plasează o porţiune cilindrică, denumită cameră de amestec, în care are loc definitivarea procesului de amestecare aer-combustibil (fig. 5.18.).

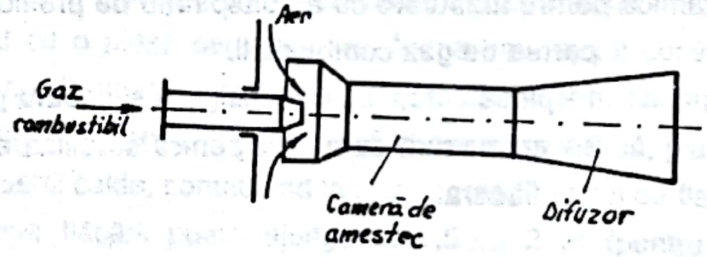


Figura 5.18. Arzător cu autoaspiraţie, de înaltă presiune, prevăzut cu cameră de amestec.

Debitul de aer antrenat depinde de raportul dintre secţiunea camerei de amestec şi a ajutajului de gaz (raport denumit coeficient de ejecţie):

$$\phi = \frac{S_{cam}}{S_g} = \left(1+n\right)\left(1+\frac{n}{\alpha}\right)\left(1+\frac{\xi}{2}\right),$$

în care:

n - este coeficient volumetric de ejecţie, exprimat în m^3 aer antrenat pe m^3 gaz combustibil; dacă toată cantitatea de aer necesară arderii este

Scanned with OKEN Scanner

autoaspirantă, rezultă $n = \lambda \cdot v^0_{aer}$; λ - excesul de aer; v^0_{aer} - volumul de aer minim necesar arderii;

$\alpha = \rho_a / \rho_g$; ρ_a şi ρ_g - densitatea aerului combustibil, kg/m^3;

ξ - coeficientul de rezistenţă aerodinamică a camerei de amestec şi a sistemului de aspiraţie a aerului: $\xi = 0{,}15 \ldots 0{,}30$

Diametrul porţiunii cilindrice a camerei de amestec este deci:

$$d_{am} = \sqrt{\frac{4 \cdot \phi \cdot S_g}{\pi}}, \quad [m],$$

lungimea porţiunii cilindrice a camerei de amestec recomandându-se:

$$l_{am} = 3 \cdot d_g \cdot (1 + n), \quad [m].$$

Diametrul de ieşire al difuzorului se recomandă:

$$d_d = (1{,}25 \ldots 1{,}5)\, d_{am}, \quad [m].$$

rezultând din viteza admisibilă a jetului care depinde de sistemul de stabilizare folosit. Lungimea difuzorului pentru un unghi de evazare = (5 ... 8) *grd*, este:

$$l_d = \frac{d_d - d_{am}}{2tg\frac{\gamma}{2}}, \quad [m].$$

În cazul unui debit de combustibil mai mare, de până la 70 ... 75 m^3_N / h se pot utiliza arzătoare cu autoaspiraţie cu ajutaje multiple şi camere de amestec individuale (fig. 5.19.). Pentru a diminua pierderile de căldură şi a intensifica procesul de ardere, poate fi preîncălzit combustibilul până la o temperatură de (80 ... 100)^0C.

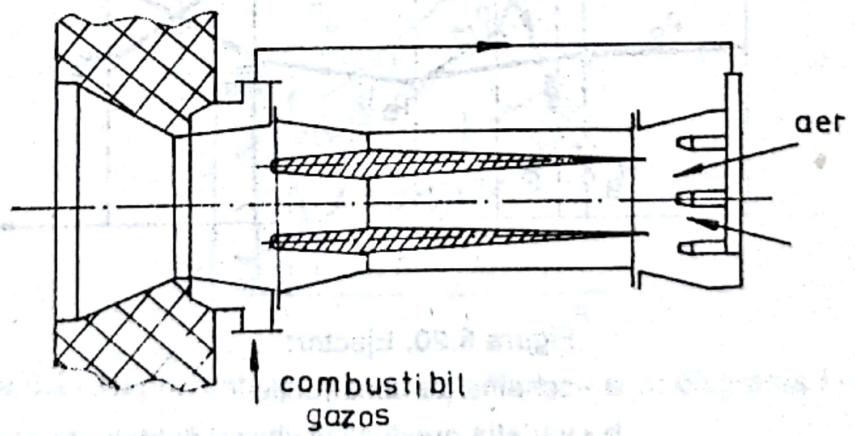


Figura 5.19. Arzător cu autoaspiraţie cu ajutaje multiple şi camere individuale de amestec

Scanned with OKEN Scanner

Observaţie:

Arzătoarele cu autoaspiraţie, datorită ejecţiei exercitată de gazul combustibil, au ca principal element funcţional "ejectorul", ce reprezintă un dispozitiv ce nu prezintă piese în mişcare, utilizat pentru deplasarea unui fluid de joasă presiune cu ajutorul unui alt fluid de presiune ridicată, cu menţiunea că, temperaturile celor două fluide pot fi identice sau distincte.

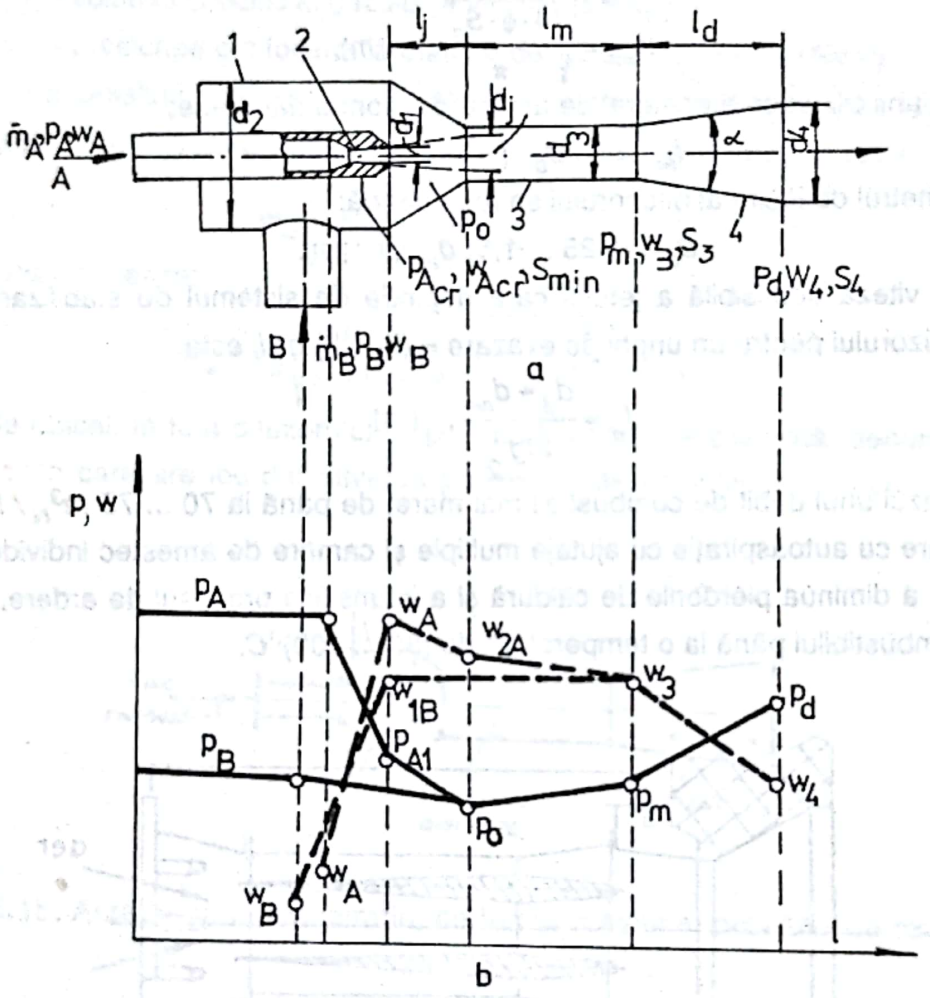


Figura 5.20. Ejector:
a - schema de construcţie
b - variaţia presiunii şi vitezei fluidelor în ejector.

Schema constructivă a ejectorului este redată în figura 5.20. a. Combustibilul gazos de înaltă presiune, denumit fluid motor, având debitul m_A şi presiunea p_A, intră în aparat prin ajutajul 2 şi se destinde până la presiunea p_0. În camera de admisie 1 se

Scanned with OKEN Scanner

aspiră fluidul antrenat cu debitul m_B de presiune p_B, amestecarea celor două fluide având loc în camera de amestec 3 la finele căreia amestecul iese cu presiunea p_m. În difuzorul 4, energia cinetică a amestecului se transformă în cea mai mare parte în energie potenţială, la ieşire obţinându-se presiunea p_d.

În ajutajul fluidului motor 2, fluidul *A* se destinde de la presiunea p_A până la p_{A1} (figura 5.20.b), în mod corespunzător viteza crescând de la $w_A \approx 0$ la w_{1A} la intrarea în camera de amestec 3, viteza fluidului motor este w_{2A} şi presiunea p_0.

Fluidul antrenat se destinde de la presiunea p_B la p_0, viteza crescând de la $w_B \approx 0$ la w_{1B}. În camera de amestec, vitezele celor două fluide se uniformizează pe baza unui transfer de impuls, valoarea finală a vitezei fiind w_3. În difuzorul 4, energia cinetică se transformă în energie potenţială, viteza amestecului la ieşire fiind w_4, iar presiunea p_4.

În figura 5.21 este prezentat procesul din ejector în diagrama *i-s*. Fluidul motor *A* se destinde adiabatic în ajutajul 2, până la presiunea p_0 existentă în camera de admisie 1. Pe baza transformării căderii de entalpie i_A-i_A, în energie cinetică se obţine viteza w_{1A}. Procesul teoretic de destindere este reprezentat prin adiabata izentropă *AA'*, iar procesul real de transformare $AC = \phi_1^2 \cdot AA'$ (ϕ_1 - coeficientul de pierderi al ajutajului real de reducere a vitezei, $\phi_1 = 0{,}9...0{,}95$). Fluidul antrenat intră în camera de admisie 1 cu viteza w_B şi presiunea p_B. Prin destindere până la presiunea p_0, căderea de entalpie se transformă în energie cinetică, iar viteza fluidului devine w_{1B}.

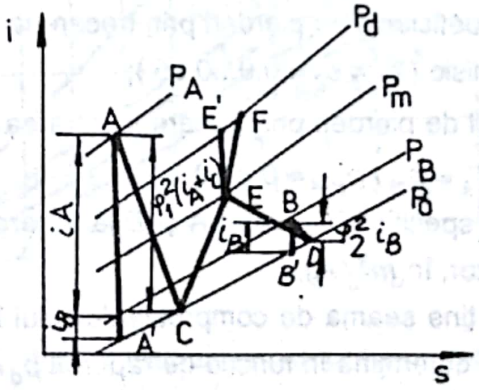


Figura 5.21.Reprezentarea proceselor din ejector în diagrama *i - s*.

Procesul teoretic este reprezentat în diagrama *i - s* prin adiabata izotropică *BB'*, iar procesul real, prin transformarea $BD = \phi_1^2 \cdot BB'$, în care s-a şinut seama de coeficientul de reducere a vitezei fluidului la intrarea în camera de admisie ($\phi_2 = 0{,}9...0{,}95$). În camera de amestec 3, fluidul motor este comprimat după curba *CE*, iar fluidul antrenat după curba

Scanned with OKEN Scanner

DE. În difuzorul 4, presiunea amestecului creşte prin frânarea gazului, procesul real fiind reprezentat prin curba *EF* (*EE'* reprezintă procesul teoretic).

Se defineşte coeficientul de ejecţie ca fiind raportul dintre debitul de fluid m_B şi debitul de fluid motor m_A :

$$\mu = \frac{m_B}{m_A}, \quad [\text{kg/kg}].$$

Coeficientul de ejecţie rezultă din ecuaţia conservări impulsului (pentru camera de amestec):

$$\mu = \frac{\phi_3 \cdot w_{1A} - w_3\left(1 + \frac{p_m - p_0}{w_3^2}\right)v_m}{w_3\left(1 + \frac{p_m - p_0}{w_3^2} \cdot v_m\right) - \phi_3 \cdot w_{1B}}$$

Atunci când vitezele se exprimă în funcţie de raportul presiunilor pentru cazul gazelor perfecte, coeficientul de ejecţie rezultă:

$$\frac{\phi_1 \cdot \phi_3 \cdot \phi_4 \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot p_A \cdot v_A \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_A}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} - k \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot p_d \cdot v_d \cdot \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_d}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}}{k_{md} \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot p_d \cdot v_d \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_d}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} - \phi_2 \cdot \phi_3 \cdot \phi_4 \cdot \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot p_B \cdot v_B \cdot \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_B}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}}$$

unde:

ϕ_1, ϕ_2 - reprezintă coeficienţii de pierderi prin frecare la intrarea fluidelor *A* şi *B* în camera de admisie ($\phi_1 \approx \phi_2 = 0{,}9...0{,}95$);

ϕ_3 , ϕ_4 - coeficienţii de pierderi prin frecare la intrarea în camera de amestec şi difuzor ($\phi_3 = \phi_4 = p_m / p_{B\,4} = 0{,}8...0{,}97$);

v_A, v_B, v_d - volumul specific al fluidelor *A* şi *B* la intrarea în ejector, respectiv la ieşirea din difuzor, în m^3/kg;

k_{md} - coeficient ce ţine seama de compresia fluidului în camera de amestec şi difuzor, care se determină în funcţie de raportul p_d / p_0 din figura 5.22.

Valorile optime ale coeficientului de ejecţie μ, (pentru care cantitatea de fluid antrenat este maximă), depind, pe de o parte, de coeficienţii de pierderi ϕ_1, ϕ_2, ϕ_3 şi în special ϕ_4, iar pe de altă parte, de raportul p_m/p_0. Pentru valoarea maximă a coeficientului de ejecţie μ, în figura 5.23 este dată o diagramă din care se obţine raportul optim p_m/p_0 în funcţie de p_d/p_0, coeficientul de pierderi ϕ_4 şi exponentul adiabatic *k*.

Raportul de comprimare al fluidului antrenat p_m/p_B depinde de coeficientul de ejecţie μ şi de raportul presiunilor fluidelor la intrare p_A/p_B şi se obţine din diagramele

Scanned with OKEN Scanner

prezentate în figura 5.24. Tot din aceste diagrame se poate obţine şi coeficientul de ejecţie pentru cazul când se cunoaşte raportul disponibil de presiuni p_A/p_B şi gradul de comprimare p_m/p_B. În figura 5.28 este dată variaţia presiunii $\Delta p_m/p_B$ ($\Delta p_m/p_B = p_m - p_B$) în funcţie de coeficientul de ejecţie μ şi raportul presiunilor p_A/p_B. Diagramele din figura 5.24 şi 5.25 au fost trasate pentru cazul când temperaturile fluidului motor şi fluidului antrenat sunt egale.

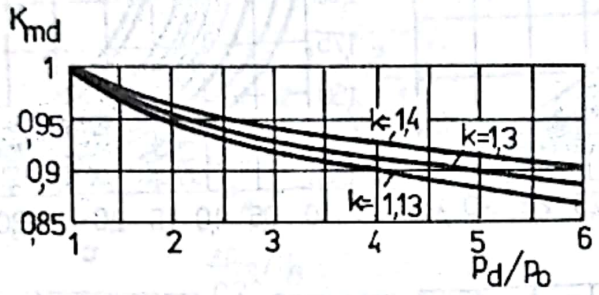


Figura 5.22. Valoarea optimă a coeficientului k_{md} în funcţie de exponentul adiabatic k şi de raportul p_d / p_0.

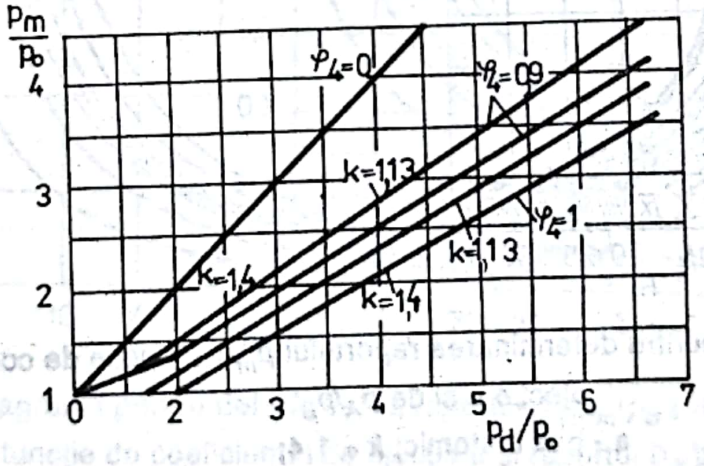


Fig.5.23. Valoarea optimă a raportului de compresie în camera de amestec p_A/p_0, funcţie de raportul p_B/p_0 şi exponentul adiabatic k.

Atunci când ele diferă, coeficientul de ejecţie se calculează cu relaţia:

$$\mu_e = \mu \cdot \sqrt{\frac{T_A}{T_B}},$$

unde T_A şi T_B sunt temperaturile celor două fluide la intrarea în ejector, în K.

Scanned with OKEN Scanner

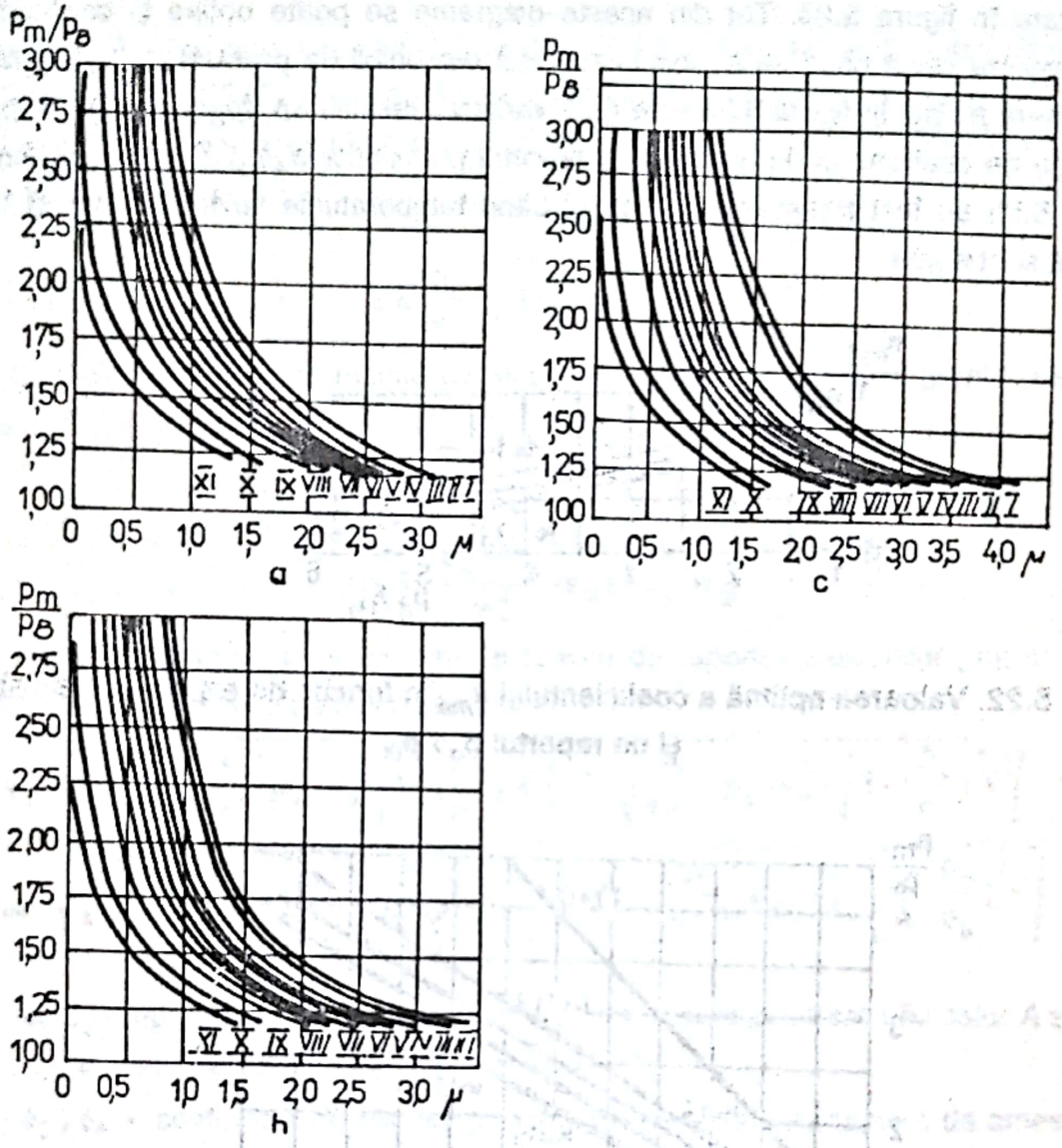


Figura 5.24. Diagrame pentru determinarea raportului p_m/p_B funcţie de coeficientul de ejecţie μ şi de p_A/p_B:

a - gaz biatomic; $k = 1,4$;

b - abur supraîncălzit, $k = 1,3$;

c - abur saturat uscat, $k = 1,135$;

curba nr....	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI
p_A / p_B.....	75	50	25	20	15	12	10	8	6	4	3,2

Dimensiunile geometrice ale ejectorului se obţin din ecuaţiile de conservare a debitului masic.

Pentru ajutajul fluidului motor *A*, secţiunea minimă se obţine din expresia:

Scanned with OKEN Scanner

$$S_{min} = \frac{m_A}{\sqrt{k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}} \cdot \sqrt{\frac{v_A}{p_A}}$$

de unde rezultă:

$d_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{min}}{\pi}}$, în metri. Secţiunea S_1 la ieşirea din ajutaj este:

$$S_1 = S_{min} \frac{\sqrt{\frac{k-1}{2} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}}{\left(\frac{p_B}{p_A}\right)^{\frac{1}{k}} \cdot \sqrt{1-\left(\frac{p_B}{p_A}\right)^{\frac{k-1}{k}}}}, \quad [m^2]$$

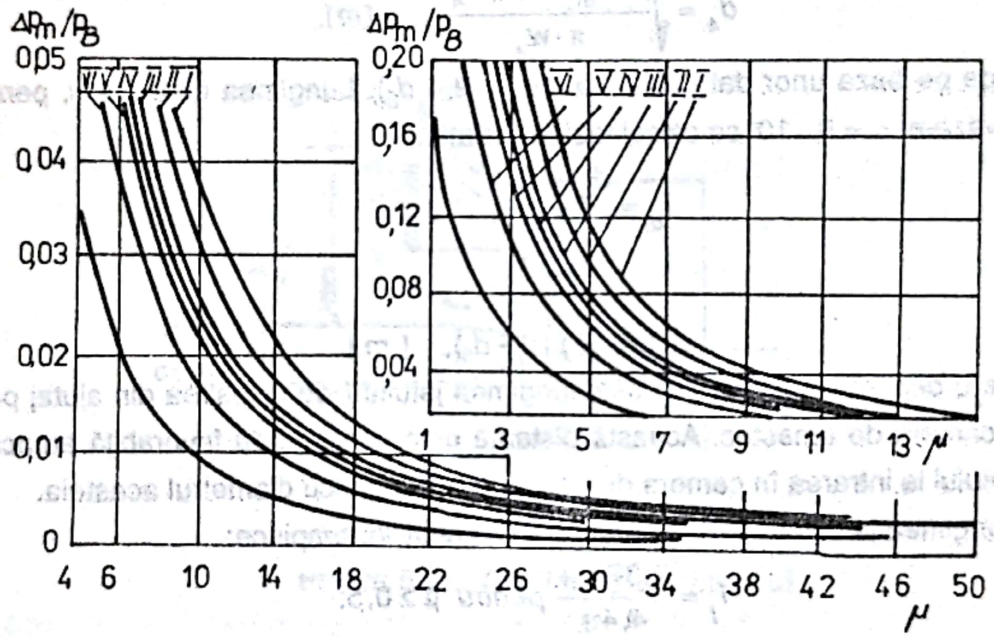


Figura 5.25. Diagrama pentru determinarea raportului $\Delta p_m/p_B$ ($\Delta p_m = p_m - p_B$), în funcţie de coeficientul de ejecţie μ şi raportul p_A/p_B:

curba nr.....	I	II	III	IV	V	VI	VII
p_m/p_B.....	50	20	15	8	6	4	2

Din relaţia de calcul pentru secţiunea S_1 rezultă diametrul d_1:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4S_1}{\pi}}$$

Secţiunea camerei de amestec se calculează cu relaţia:

Scanned with OKEN Scanner

$$S_3 = S_{min} \frac{p_N \sqrt{\frac{2k}{k+1}} \cdot p \cdot v_d}{p_d \sqrt{\frac{2k}{k+1}} \cdot p_A \cdot v_A} 1+\mu \frac{l}{(\frac{p_m}{p_d})^{\frac{1}{k}} \sqrt{1-(\frac{p_m}{p_d})^{\frac{k-1}{k}}}}, \quad [m^2]$$

de unde rezultă:

$$d_3 = \sqrt{\frac{4S_3}{\pi}}$$

Lungimea camerei de amestec se recomandă:

$l_m = 6d_3$ pentru $\mu \le 0,5$; $\quad l_m = 10d_3$ pentru $\mu \ge 2$.

Diametrul difuzorului se determină pe baza ecuației de conservare a debitului:

$$d_4 = \sqrt{\frac{4 \cdot v_d (1+\mu) m_A}{\pi \cdot w_4}}, \quad [m],$$

sau se alege pe baza unor date statistice ($d_4 = 2,4\ d_3$). Lungimea difuzorului, pentru un unghi de evazare $\alpha = 8...10°$ se calculează cu relația:

$$l_d = \frac{d_4 - d_3}{2tg\frac{\alpha}{2}}, \quad [m],$$

sau:

$$l_d = (6...7)(d_j - d_3), \quad [m]$$

De o deosebită importanță este lungimea jetului l_j de la ieșirea din ajutaj până la intrarea în camera de amestec. Această distanță este considerată favorabilă atunci când diametrul jetului la intrarea în camera de amestec este egal cu diametrul acesteia.

Lungimea jetului l_j se determină pe baza relațiilor empirice:

$$l_j = \frac{0,37+\mu}{4,4a} \text{ pentru } \mu \ge 0,5;$$

$$l_j = \sqrt{0,083+0,76\mu} - 0,29\frac{d_1}{2a} \text{ pentru } \mu < 0,5,$$

unde coeficientul de structură al jetului $a = 0,07 ... 0,09$ este proporțional cu μ. Diametrul jetului liber la distanța l_j de ajutaj este atunci:

$$d_j = 1,55 \cdot d_1(1+\mu) \text{ pentru } \mu \ge 0,5;$$

$$l_j = 3,4d_1\sqrt{0,083+0,76\mu} \text{ pentru } \mu < 0,5.$$

Dacă din calcule rezultă $d_j \le d_3$, atunci l_j este cel corespunzător, dacă $d_j > d_3$, atunci l_j se va lua mai mare decât cel calculat.

Diametrul camerei de admisie se determină cu relația:

$$d_2 = 4 \cdot d_3, \quad [m]$$

Scanned with OKEN Scanner

Calculul şi construcţia arzătoarelor cu aer insuflat. Caracteristic arzătoarelor cu aer insuflat este faptul că este posibilă o divizare a întregii cantităţi de aer necesar arderii, în aer primar şi secundar, atât aerul primar cât şi cel secundar putându-se preîncălzi până la temperaturi de ordinul 450°*C*.

Schematic, un astfel de arzător este prezentat în figura 5.26; el face parte din categoria arzătoarelor cu amestecare exterioară, în care caz secţiunile de ieşire pentru amestecul gaz-combustibil - aer primar, aerul secundar precum şi unghiul lor de incidenţă sunt corelate cu caracteristicile impuse flăcării. Debitul unor astfel de arzătoare este de maxim 500 m_N^3 / h combustibil. Procentual, aerul primar reprezintă cca 40% din cantitatea totală, rezultând astfel valorile secţiunilor de curgere, pentru o viteză recomandată de (15....18) *m / s*.

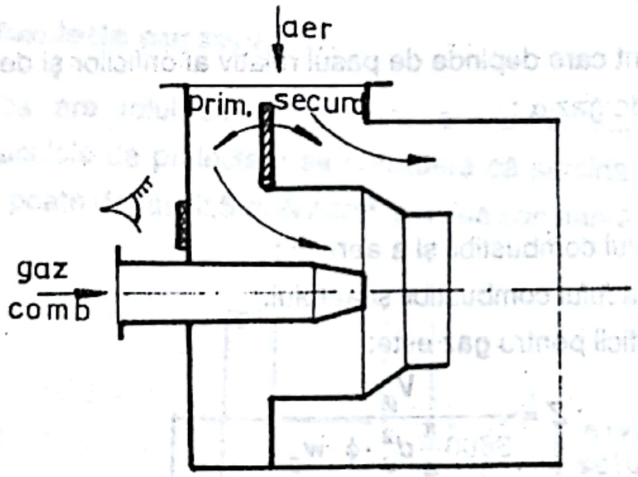


Figura 5.26. Arzător cu aer insuflat.

În secţiunea minimă a ajutajului terminal, viteza amestecului combustibil poate ajunge la 25 *m / s*.

Gradul de omogenizare a amestecului combustibil creşte odată cu divizarea jetului de gaz, fiind necesar ca înălţimea de penetraţie a jetului să acopere o suprafaţă cât mai mare din secţiunea liberă de trecere a aerului. Omogenizarea amestecului este maximă pentru o valoare a gradului de acoperire a suprafeţei libere $y = (h/H)^2$, de cca 0,3...0,7 (figura 5.27) şi o lungime de amestecare $L = 2d_{min}$. Valori ridicate ale gradului de acoperire *y* se recomandă pentru lungimi mici de amestecare.

Diametrele orificiilor de gaz d_g se recomandă să fie mai mari de 2 *mm*, pentru a evita pericolul de înfundare, valoarea diametrului crescând pe măsură ce presiunea disponibilă este mai scăzută.

Scanned with OKEN Scanner

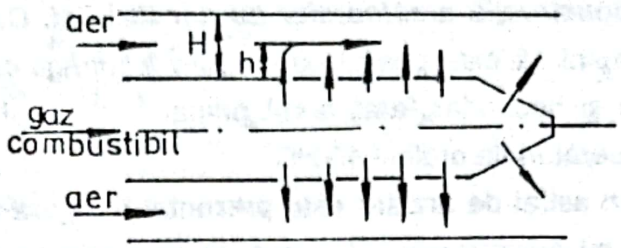


Figura 5.27. Omogenizarea amestecului combustibilului prin divizarea jetului de gaz.

Adâncimea de penetrare a jetului de gaz se calculează cu ajutorul expresiei:

$$h = Kd_g \frac{w_g}{w_a}\sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_a}},$$

unde:

K - este un coeficient care depinde de pasul relativ al orificilor şi de unghiul dintre jetul de aer şi de gaz α ;

$K = K_0 \sin\alpha$;

$K_0 = 1{,}5...2{,}1$;

w_g, w_a - viteza gazului combustibil şi a aerului ;

ρ_g, ρ_a - densitatea gazului combustibil şi aerului.

Numărul total de orificii pentru gaz este:

$$Z = \frac{V_g}{3600\frac{\pi}{4}d_g^2 \cdot \phi \cdot w_g},$$

coeficienţii de debit ϕ find aproximativ de 0,8.

În situaţia schimbării compoziţiei combustibilului, considerând că randamentul procesului de ardere nu se modifică, fluxul de căldură menţinându-se constant, trebuie îndeplinită condiţia:

$$V_{gN1} \cdot H_{i1} = V_{gN2} \cdot H_{i2},$$

sau:

$$S_1\phi_1\sqrt{\frac{2\cdot\Delta p_1}{\rho_{g1}}}H_{i1} = S_2\phi_2\sqrt{\frac{2\cdot\Delta p_2}{\rho_{g2}}}H_{i2},$$

unde:

H_{i1} şi H_{i2} - sunt puterile calorice inferioare ;

S_1 , S_2 - secţiunile de curgere ale combustibilului ;

Scanned with OKEN Scanner

Δ_{p1} , Δ_{p2} - pierderea de presiune în arzătoare, corespunzătoare celor doi combustibili.

Considerând valori egale pentru coeficienţii de debit ϕ_1 şi ϕ_2 rezultă:

$$S_1 \cdot \sqrt{\Delta p_1} \cdot \frac{H_{i1}}{\sqrt{\rho_{g1}}} = S_2 \cdot \sqrt{\Delta p_2} \cdot \frac{H_{i2}}{\sqrt{\rho_{g2}}},$$

expresia $H_i/\sqrt{\rho_g}$ reprezentând o caracteristică importantă a combustibilului, denumită cifra Wobbe şi notată *W*.

Deci, la schimbarea combustibilului, folosind acelaşi arzător, raportul pirderilor de presiune este invers proporţional cu raportul pătratelor cifrelor Wobbe:

$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} = \left(\frac{W_{01}}{W_{02}}\right)^2$$

5.2. Fundaţia cuptoarelor.

Fundaţia are rolul de a transmite solului întreaga greutate a construcţiei cuptorului. În calculele de proiectare se consideră că sarcina produsă pe baza fundaţiei (figura 5.28), nu poate depăşi 2,5 *daN / cm²*, sarcina constantă pe tot perimetrul bazei.

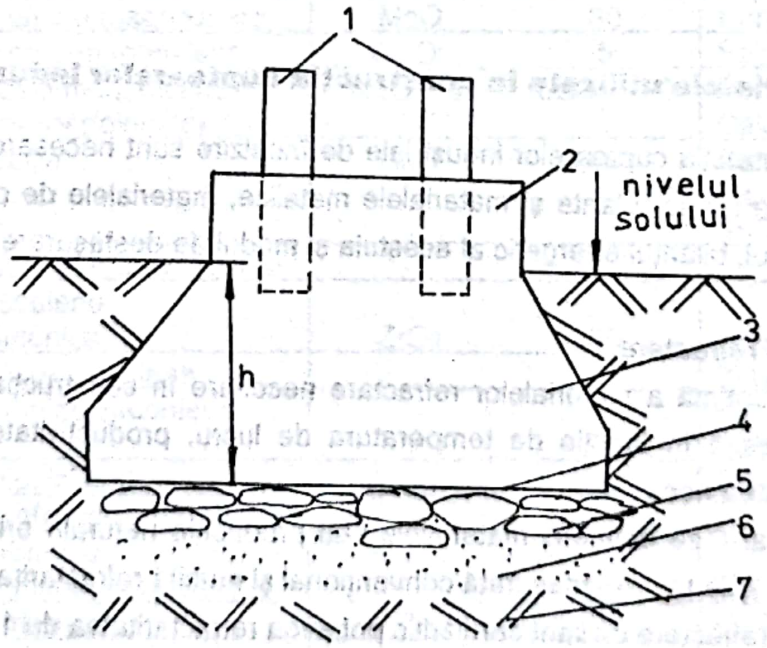


Figura 5. 28. Fundaţia:
1 - şuruburi de ancorare pentru fixarea construcţiei metalice a cuptorului;
2 - trunchi; 3 - consolă; 4 - talpă; 5 - pătură elastică; 6 - strat hidrofug; 7 - sol.

Scanned with OKEN Scanner

Forma geometrică poate fi diferită cu condiţia ca rezistenţa mecanică să fie mare. Existenţa consolei este determinată de mărimea suprafeţei "tălpii" astfel încât să fie asigurată condiţia $p \leq 2,5\ daN/cm^2$.

Fundaţiile se realizează din cărămidă normală (în solurile uscate), sau din beton şi beton armat. Este obligatoriu ca sdâncimea fundaţiei (h) să depăşească adâncimea de îngheţare a solului, cu excepţia cuptoarelor construite în hale acoperite, pentru a se evita dislocarea acesteia. În cazul în care apar pânze de ape freatice, fundaţile se protejează cu materiale hidrofuge pentru evitarea dislocării acesteia.

5.3. Pereţii cuptoarelor industriale.

Materialele utilizate în construcţia diferitelor cuptoare industriale trebuie astfel alese încât, împreună cu proiectarea judicioasă a elementelor constructive, să conducă la realizarea optimă a acestora din punct de vedere al preţului de cost şi a economicităţii combustibililor utilizaţi.

Totodată este indicat să se utilizeze, cât mai mult posibil, elemente tipizate de construcţie, acestea asigurând reducerea preţului de cost al investiţiei concomitent cu reducerea durate şi a preţului de cost al reparaţiilor.

5.3. Materialele utilizate în construcţia cuptoarelor industriale.

Pentru construcţia cuptoarelor industriale de încălzire sunt necesare materialele refractare, materialele termoizolante şi materialele metalice, materialele de care depinde durabilitatea cuptorului, bilanţul energetic al acestuia şi modul de desfăşurare a procesului termic propriu-zis.

Materialele refractare

Adaptarea optimă a materialelor refractare necesare în construcţia cuptoarelor industriale se realizează în funcţie de temperatura de lucru, productivitatea cuptorului industrial şi durabilitatea necesară.

Prin refractare, se definesc materialele sau produsele naturale ori artificiale ce posedă o temperatură de topire - măsurată convenţional şi numită refractaritate - de minim 1500°C; materialele refractare cu liant cordieritic pot avea refractaritatea de 1580°C.

Deoarece refractaritatea este determinată în primul rând de anumiţi componenţi chimici din structură (SiO_2, Al_2O_3, MgO, CaO, Cr_2O_3, SiC, C, ZrO_2), clasificarea materialelor refractare se face după compoziţia chimică (tabelul 5.1).

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul nr. 5.1. Clasificarea refractarelor

Nr. crt	Denumirea	Conţinut în constit. princ.		Componenţi fazali principali
1	2	3		4
	A. Refractare oxidice			
	A.1.Refractare acide			
1.	Silicoase			
	- silica	SiO_2	93	Cuarţ (SiO_2)
	- silica cu adausuri	SiO_2	85	Cristobalit (SiO_2)
2.	Silico-aluminoase			
	- silicoargiloase (semiacide)	Al_2O_3	30	Cuarţ (SiO_2)
	- argiloase (şamote)	Al_2O_3	30-45	Cristobalit (SiO_2)
	- aluminoase	Al_2O_2	45-62	Mulit ($3Al_2O_3 . SiO_2$)
	- superaluminoase			
	- mulitice	Al_2O_3	62-72	Corindon ($3Al_2O_2 . SiO_2$)
	- mulitcorindonice	Al_2O_3	72-90	Mulit (Al_2O_3)
	- corindonice	Al_2O_3	90	
	A.2. Refractare bazice			
3.	Magneziene		85	
	- magnezitice	MgO		Periclaz (MgO)
	- silico-magneziene	MgO	50-85	Periclaz (MgO) Forstelit ($2MgO . SiO_2$)
	- alumino-magneziene	MgO	30	Periclaz (MgO)
	- cromo-magneziene	Cr_2O_3	5	Spineli ($R O, R_2 O_3$)
	- calco-magneziene (inclusiv dolomite)	MgO 5:	CaO 10	Periclaz (MgO) Calce (CaO)
4.	Calcice	CaO	30	Calcice (CaO) Aluminaţi de calciu ($nCaO.Al_2O_3$)
	A.3.Refractare diverse			
5.	Zircodiene			
	- zirconice	ZrO_2	85	Bioxid de zirconiu (ZrO_2)
	- silico-zirconiene			Zircon ($ZrO_2 . SiO_2$)
	- alumino-zirconiene			Bioxid de zirconiu (ZrO_2) Corindon (Al_2O_3)
6.	Din oxizi puri			Oxizii respectivi
	B.Refractare neoxidice			
7.	Carbonice			
	- grafitice (argiloase)	C	30	Grafit (C)
	- carbonice	C	90	Cărbune (C)
8.	Carborundice			Carbură de siliciu (SiC)
9.	Din compuşi neoxidici	Azoturi Boruri Carburi Siliciuri etc.		Compuşii mineralogici respectivi

Scanned with OKEN Scanner

Clasificarea materialelor refractare după refractaritate:

a - refractaritate medie ($t < 1770^{o}C$);

b - refractaritate ridicată (1770°C - 2000°C);

c - superrefractare.

După starea de coeziune, refractarele sunt:

a - granulare:

- pulberi metalurgice
- mortare
- betoane refractare

b - produse fasonate:

- cărămizi
- blocuri
- piese cu formate speciale

c - prefabricate din beton refractar.

Materialele refractare fasonate se realizează în trei variante de porozitate aparentă:

- superdense (porozitate aparentă < 16 %), destinate bolţilor şi căptuşelilor feţelor active ale cuptoarelor;
- dense (16 % - 30 %);
- uşoare (> 30 %), destinate izolaţiilor termice ale cuptoarelor.

Caracteristicile materialelor refractare.

Principalele caracteristici ale materialelor refractare sunt:

1.Caracteristici de structură, textură şi dimensiuni, compoziţia fizică, densitatea, permeabilitatea la gaze, constanţa de volum;

2. Caracteristici termice (căldura specifică, dilatarea termică, conductibilitatea de temperatură şicapacitatea de emisie);

3. Caracteristici mecanice (rezistenţa mecanică la temperatură normală, rezistenţa mecanică la temperatură înaltă, curgerea şi fluajul, refractaritatea, rezistenţa la abraziune şi rezistenţa la şoc termic);

4. Caracteristici chimice (coroziunea sub acţiunea zgurelor şi metalelor precum şi compatibilitatea chimică a materialelor refractare.

În continuare, vom defini succint marea majoritate a acestor caracteristici de bază a refractarelor în funcţie de care sunt adoptate în construcţia cuptoarelor industriale.

Scanned with OKEN Scanner

Compoziţia fazică

În general, un refractar este ciăonstituit din cristalele uneia sau mai multor faze, sticlă şi pori. Sticla, pe lângă constituienţii mineralogici (oxizi, silicaţi etc.), este faza cea mai deş întâlnită, în special la refractarele silicoase şi silico-aluminoase, deoarece cristalizarea sticlelor silicoase este foarte lentă. Pentru determinarea permeabilităţii se poate utiliza şi aparatul din figura 5. 29. Coeficientul de permeabilitate la gaze, *K*, se poate determina cu formula:

$$K = \frac{V \cdot \delta}{S \cdot \tau \cdot p}, \text{ unde:}$$

V - volumul de aer care trece prin probă, [dm^3];

δ - grosimea probei, [m];

S - secţiunea probei, [m^2];

τ - durata experienţei, [h];

p - presiunea de lucru, [$mm\ H_2O$].

Constanta de volum.

Datorită ciclurilor termice care au loc în cuptoarele industriale, se produc variaţii mari ale temperaturii de lucru, ce conduc la variaţii de volum ale zidăriei cuptoarelor. Din această cauză, pentru a evita contracţiile şi dilatările mari ale zidăriei, fenomene ce pot duce la deteriorarea incintei cuptoarelor, trebuie ca refractarele să prezinte o constantă de volum, prin care se înţelege o variaţie limitată a dimensiunilor (se exprimă în procente faţă de volumul real).

Aceste variaţii volumice se datoresc realizării incomplete a reacţiilor de formare a compuşilor de echilibru fazic la temperatura de ardere tehnologică, astfel încât aceste reacţii se continuă şi în timpul serviclului.

Determinarea constantei de volum se efectuează prin încălzirea probelor la temperaturi şi durate conform prescripţiilor pentru fiecare tip de produs, după care se măsoară variaţiile volumice care au avut loc, conform prescripţiilor STAS 127 - 76.

De menţionat că dilatarea cea mai mare în timpul încălzirii, atât la temperaturi joase, cât şi la temperaturi înalte, o prezintă materialele refractare de tip silică.

Căldura specifică.

Se determină prin însumarea ponderată a căldurilor specifice ale fazelor cristaline şi ale sticlelor. Orientativ arătăm că ea variază între 0,18 şi 0,22 *kcal/kg·grd*, crescând cu temparatura.

Valoarea căldurii specifice a refractarelor este o caracteristică importantă, mai ales în cazul cuptoarelor cu funcţionare intermitentă.

Scanned with OKEN Scanner

Dilatarea termică.

Aceasta depinde numai de natura materialului şi de temperatură, influenţând în mare măsură stabilitatea termică a produselor. Coeficienţii de dilatare termică a principalelor materiale refractare sunt redaţi în tabelul nr. 5. 4. şi în figura 5. 31.

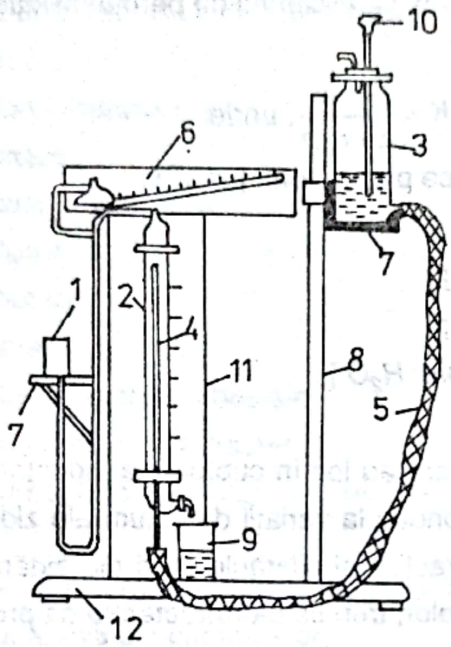


Figura 5.29. Aparat standardizat pentru determinarea permeabilităţii faţă de gaze:

1 - cartuş de probă;
2 - biuretă pentru măsurarea volumului aerului;
3 - vas cu apă;
4 - tub de sticlă în interiorul biuretei;
5 - tub de cauciuc;
6 - micromanometru;
7 - policior;
8 - stativ;
9 - pahar;
10 - pâlnie;
11 - scândură pentru montarea pieselor;
12 - postament.

Determinarea dilatării termice se face cu ajutorul dilatometrului, prin măsurarea variaţiei la încălzire a lungimii probei (STAS 7824 - 67).

Scanned with OKEN Scanner

Conductibilitatea termică.

Este determinată de cantitatea de căldură ce traversează , într-un anumit timp, un material refractar de grosime dată şi se apreciază în funcţie de mărimea coeficientului de conductivitate termică λ, $[\,W/m \cdot grd\,]$.

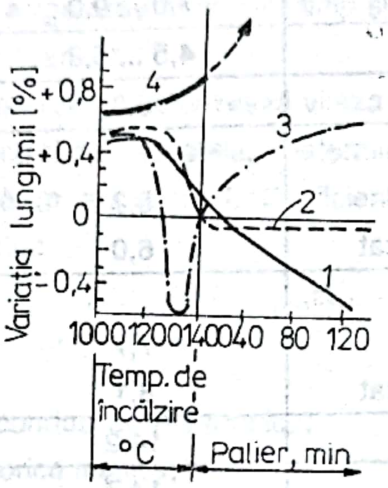


Figura 5. 30. Variaţia de volum a şamotelor în timpul serviciului:
1, 2 - şamote cu contracţie;
3, 4 - şamote cu dilataţie.

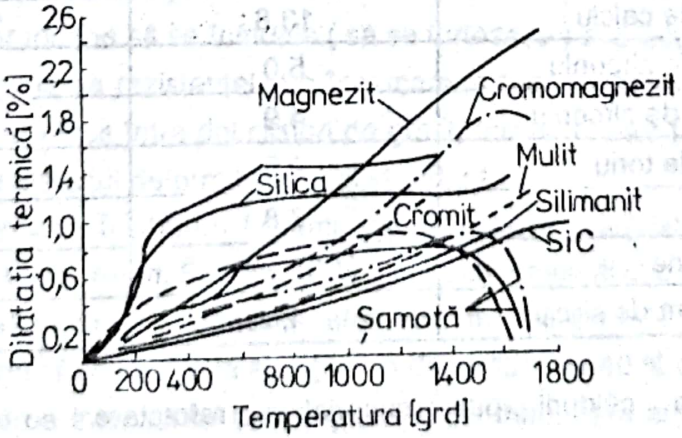


Figura 5. 31.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 5.4.

Nr. crt.	Refractarul	$m \times 10^6$ 1/°C 25 ... 1200 °C	$m \times 10^6$ 1/°C 300 ... 700 °C
1.	Silica	10,0 ... 13,0	80 ... 100
2.	Sticla de cuarţ	0,4	
3.	Semiacide	7,0 ... 9,0	-
4.	Şamote	4,5 ... 5,3	8,0 ... (20,0)
5.	Caolin	5,3	7,3
6.	Mulit		
	- mineral	5,3	8,2
	- topit-cristalizat	6,0	8,7
7.	Corindon		
	- mineral	7,7	8,2
	- topit-cristalizat	8,1	8,8
8.	Perclaz	14,2	15,1
9.	Magnezit	14,7	18,0
10.	Cromomagnezit	9,2	-
11.	Cromit	12,0	-
12.	Forstelit	8,0 ... 10,0	10,0 ... 12,5
13.	Spinel	8,5	-
14.	Ceramică cordieritică	1,0 ... 2,0	-
15.	Oxid de calciu	13,8	14,5
16.	Oxid de zirconiu	5,0	8,7
17.	Silicat de zirconiu	4,9	9,2
18.	Oxid de toriu	9,5	-
19.	Grafit	7,8	-
20.	Cărbune	(1,5) ... 5,5	-
21.	Carbură de siliciu	4,5	4,8

Transmiterea căldurii prin materialele refractare se efectuează prin conductibilitate (la temperaturi joase), convecţie (în materialele refractare cu pori mari) şi radiaţie (la temperaturi înalte). De menţionat că materialele refractare cu structură preponderent cristalină (magnezitice, carborundice etc.) au conductibilitatea termică

Scanned with OKEN Scanner

inversă faţă de temperatură, iar materialele refractare cu structură amorfă sau cu conţinut ridicat de sticlă, prezintă variaţia conductibilităţii termice direct proporţional cu temperatura. Cărămizile uşoare (din şamotă, silice) posedă o conductibilitate termică mult inferioară celei a cărămizilor obişnuite, datorită porozităţii lor ridicate.

Bazată pe aceste considerente, utilizarea la zidăria cuptoarelor de încălzire a cărămizilor uşoare, permite asigurarea în acelaşi timp şi a unor pierderi mici de căldură şi a unei greutăţi scăzute a cuptoarelor.

Conductibilitatea termică caracterizează viteza de deplasare a frontului termic în masa refractarului, la încălzirea acesteia, determinând mărimea gradientului de temperatură ce se creează în acest mod. Coeficientul de conductibilitate termică a temperaturii este dat de relaţia:

$$a = \frac{\lambda}{C \cdot \gamma}, \quad [m^2 h]$$

unde:

λ - coeficientul de conductibilitate termică;

C - capacitatea calorică masică;

γ - greutatea specifică.

Din punct de vedere al ***capacităţii de emisie***, refractarele pot fi asimilate corpului cenuşiu, având capacitatea de emisie cuprinsă între 75 % - 80 % din cea a corpului negru.

Conducţia electrică a materialelor refractare la temperatura mediului ambiant este foarte mică şi creşte odată cu temperatura.

Rezistenţa la temperaturi sub încărcare reprezintă temperatura la care materialul refractar începe să se înmoaie (să se turtească) sub acţiunea unei sarcini de 2 *daN / cm²*. Determinarea rezistenţei sub încărcare la temperaturi înalte se efectuează pe probe standard, introduse între doi cilindri de grafit, într-un cuptor (figura 5. 32.) care se încălzeşte până la sfârşitul deformării probei standard.

Deformarea la încărcare la temperaturi înalte a materialelor refractare are loc într-un interval de temperaturi. Se consideră începutul înmuierii sub încărcare momentul în care proba, supusă încercării, capătă o deformare de 4 % din înălţimea sa, iar la sfârşitul procesului, momentul în care proba ajunge la o deformare de 40 % din înălţime.

Cunoaşterea intervalului de temperaturi de deformare sub încărcare reprezintă importanţă pentru alegerea materialelor refractare, în vederea executării zidăriei cuptoarelor şi, în special, a elementelor de zidărie puternic solicitate static şi termic, cum ar fi stâlpii între uşi şi vatra cuptoarelor.

Scanned with OKEN Scanner

Rezistenţa la compresiune reprezintă capacitatea materialelor refractare de a rezista la apăsare la temperatura obişnuită. Ea este influenţată în principal de compoziţia granulometrică şi, mai puţin, de porozitate.

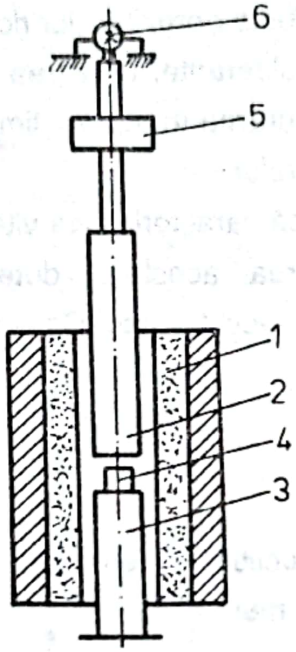


Figura 5. 32. Schema instalaţiei pentru încercarea materialelor refractare la deformare sub încărcare la temperaturi înalte:

1 - cuptor electric cilindric încălzit cu criptol;
2 - cilindru de grafit care apasă pe probă;
3 - cilindru de sprijin;
4 - probă standard;
5 - greutate;
6 - dilatometru.

Limitele rezistenţei la compresiune, la materialele refractare obişnuite, variază între 100 şi 400 *daN/cm²*, iar pentru materialele refractare speciale, ajunge la 1000 *daN/cm²*.

Rezistenţa cea mai mică o au cărămizile fabricate manual; prin fabricare mecanică rezistenţa poate spori de trei-patru ori.

Rezistenţa la şoc termic este proprietatea materialelor refractare de a rezista la încălziri şi răciri rapide şi repetate, fără să se producă crăpături sau fisuri. Ea se exprimă prin numărul de cicluri de încălziri şi răciri rapide la care rezistă materialul refractar fără să crape.

Scanned with OKEN Scanner

Rezistenţa la şoc termic are o deosebită importanţă, în special pentru produsele utilizate utilizate la construcţia cuptoarelor pentru forjă, care sunt supuse la şocuri termice mari.

Cea mai bună rezistenţă la şoc termic o au materialele refractare pe bază de carbură de siliciu, de şamotă, de alumină, cromomagnezitice, zirconice şi cromitice.

Rezistenţa la atacul chimic este proprietatea materialelor refractare de a se opune acţiunii, exercitate la temperaturi înalte, de către zgurele lichide, metalele topite sau gazele arse.

Pentru construcţia cuptoarelor este foarte importantă alegerea materialului refractar. Distrugerea produselor de şamotă în cuptoarele pentru forjă este provocată în primul rând de acţiunea oxizilor de fier, în special Fe_2O_3.

La cuptoarele pentru forjă şi mai ales la cuptoarele pentru încălzirea lingourilor mari, precum şi la cuptoarele de încălzire a pieselor pentru matriţare, oxizii de fier împreună cu cocsul aşezat pe vatră, formează un amestec uşor fuzibil, care pătrunde între cărămizile vetrei de şamotă şi o corodează.

Rezultate bune, în ceea ce priveşte creşterea rezistenţei la coroziune a vetrelor cuptoarelor de forjă se obţin atunci când acestea sunt executate din materiale refractare bazice şi, în special, din cărămizi forsteritice.

Materialele refractare utilizate la construcţia cuptoarelor de forjă şi tratamente termice.

La construcţia cuptoarelor de forjă şi tratamente termice sunt utilizate numai anumite categorii de materiale refractare, în funcţie de temperatura de lucru. De asemenea, ţinându-se seama de mersul discontinuu al acestor cuptoare, cu variaţii mari de temperatură, rezultă că materialele refractare utilizate în construcţia lor trebuie să reziste la variaţii de temperatură şi la şocuri termice.

Materialele refractare silicioase.

La materialele refractare silicioase (simbolizate cu *A*), silicea sau dioxidul de siliciu (SiO_2) este elemntul chimic principal, care imprimă materialelor silicioase un caracter acid şi o refractaritate peste 1770^{0}C. Materia primă principală din care se fabrică refractarele silicioase este cuarţitul, la care se adaugă diferiţi lianţi (lapte de var, argilă refractară, Cr_2O_3, TiO_2 etc.).

În timpul încălzirii, cuarţitul suferă transformări succesive de la o formă cristalină la alta, şi anume în cristobalit şi tridimit. Aceste treceri au loc cu modificări de volum.

Dacă timpul de ardere a refractarelor silicioase nu a fost suficient, la temperatură înaltă, în timpul încălzirii cuptorului după reparaţie, transformarea cristalină va

Scanned with OKEN Scanner

continua cu creştere de volum, cea ce va provoca crapături, precum şi degradarea zidăriei refractare.

De aceea, atât în timpul arderii refractarelor silicioase, cât şi al încălzirii zidăriei cuptorului după reparaţii, încălzirea în intervalul de transformare - în special între 700^{0}C şi 800^{0}C - trebuie făcută încet, pentru ca produsele să nu crape.

În funcţie de conţinutul de component refractar principal (SiO_2), refractarele silicioase se împart astfel:

- cuarţe-silicioase, (*AS*), conţinând peste 98 % SiO_2;
- silica (*A*), conţinând minim 93 % SiO_2;
- semisilica (*AB*), conţinând 80.....93 % SiO_2;
- silica cu adaosuri (*AC*), conţinând minim 80 % SiO_2.

Materialele refractare silicioase sunt caracterizate prin temperatură înaltă de înmuiere sub încărcare (1600...1650^{0}C) şi rezistenţă redusă la şoc termic. Ele sunt folosite la executarea bolţilor cuptoarelor de încălzire cu temperaturi de lucru peste 1200^{0}C şi funcţionare termică continuă.

Materialele refractare silico-aluminoase.

Aceste materiale au drept componenţi silica şi alumina (Al_2O_3) şi mai conţin cantităţi mici de *CaO, MgO,* Fe_2O_3.

În funcţie de conţinutul de alumină şi de silice, aceste materiale pot avea un caracter neutru sau semiacid şi pot fi împărţite în mai multe subclase.

Refractarele silico-argiloase (*B*) conţin 65...85 % SiO_2 şi 12...30 % Al_2O_3; au caracter semiacid şi refractaritatea cuprinsă între 1650 şi 1710^{0}C.

Proprietatea cea mai importantă a acestor refractare o constituie constanţa mare de volum, datorită compensării dilatării cuarţului prin contracţia argilei, ceea ce face posibilă utilizarea materialelor refractare silico-argiloase la executare zidăriei cuptoarelor de tratamente termice şi a canalelor de fum.

Materialele refractare de şamotă (C) au rezistenţa la co mpresiune de minim 135 daN/cm^2 şi porozitatea aparentă de 26 %: ele sunt materialele refractare argiloase cu conţinut de 28...38 % Al_2O_3, fiind fabricate din 40...50 % argilă refractară nearsă şi 60 ... 70 % argilă arsă (şamotă).

Creşterea refractarităţii materialelor refractare de şamotă se poate realiza prin creşterea conţinutului de Al_2O_3.

Refractarele de şamotă au refractaritatea cuprinsă între 1580^{0}C şi 1750^{0}C, iar cele cu adaos de alumină (*CA, CB, CC*) au refractaritatea de minim 1750^{0}C.

Scanned with OKEN Scanner

Produsele din şamotă simplă şi cele cu adaos au porozitatea aparentă de maxim 25 %, rezistenţa la compresiune (150...250) *daN/cm*^{2}, rezistenţă bună la şoc termic (15...30) cicluri şi temperatură joasă de început de înmuiere sub încărcare (1150...1350)^{0}C.

Produsele din şamotă nu rezistă la acţiunea zgurelor feroase şi a oxizilor de fier (tunder). Aceasta deoarece oxizii de fier rezcţionează cu SiO_2 liber din şamotă şi formează silicaţi uşor fuzibili care produc distrugerea materialului refractar.

Creşterea conţinutului de argilă arsă la 80...90 % în produsele de şamotă conduce la îmbunătăţirea calităţii acestor produse. Se obţine astfel rezistenţă mare la şoc termic (aproximativ 100 de cicluri), rezistenţă mare la compresiune (500...1000) daN/cm^2, porozitate aparentă mai mică (9...13) % şi contracţie redusă (cel mult 0,3 %).

Materialele refractare cu conţinut mare de argilă arsă se întrebuinţează la zidăria cuptoarelor unde se impune rezistenţă mare la şoc termic.

La construcţia cuptoarelor de forjă şi tratamente termice, cea mai largă utilizatăre o au produsele de şamotă. Cărămizile de şamotă de diferite forme şi dimensiuni se folosesc la cuptoarele de încălzire care funcţionează la temperaturi de maxim 1200...1500^{0}C, pentru executarea zidăriei pereţilor şi a canalelor de fum.

Cărămizile de şamotă cu adaos de alumină se folosesc pentru executarea zidăriei bolţii cuptoarelor de încălzire. Cărămizile de şamotă se pot utiliza şi pentru executarea vetrei, însă numai la cuptoarele în care temperatura cuptorului nu trebuie să fie mai mare de 800...900^{0}C, deoarece oxizii de fier formaţi produc degradări materialului refractar.

Refractarele de şamotă se produc şi sub formă de cărămizi cu porozitate mare (şamote uşoare), utilizate pentru executarea zidăriei interioare a unor cuptoare de tratamente termice cu funcţionare periodică, cu scopul de a se obţine micşorarea pierderilor de căldură acumulate în zidărie.

Şamotele uşoare se obţin prin introducerea în masa crudă a şamotelor obişnuite, a unor adaosuri (mangal, rumeguş de lemn etc.) care ard în timpul arderii materialelor refractare, rezultând un produs poros. Ele se mai por realiza şi prin alte metode.

Aceste produse au refractaritatea peste 1580^{0}C, dar au marele dezavantaj că au rezistenţa la şoc termic scăzută, în comparaţie cu şamotele obişnuite.

Şamotele uşoare, cu densitatea sub 0,9...1 *kg/dm*^{3}, sunt utilizate la cuptoarele de forjă şi tratamente termice şi pentru izolarea termică a zidăriei refractare. Ele au temperatura de înmuiere sub sarcină de 1300^{0}C şi rezistenţa la compresiune de 50 *daN/cm*^{2}.

Scanned with OKEN Scanner

Refractarele aluminoase.

Aceste materiale refractare sunt simbolizate cu litera *D* şi conţin 46...62 % Al_2O_3, obţinându-se din materii prime cu conţinut mare de alumină. Aceste refractare sunt utilizate la fabricarea materialelor izolante, pentru executarea suporturilor rezistenţelor electrice din cuptoarele de încălzire. Sub formă de cărămizi, sunt utilizate pentru zidirea zonei arzătoarelor din cuptoarele adânci şi pentru căptuşirea zonei de ardere în cuptoarele tunel.

Produsele aluminoase au refractaritatea de 1780...1820^0C, temperatura de început de înmuiere sub încărcare 1450...1530^{0}C, rezistenţa la compresiune de 300...350 daN/cm^2 şi porozitatea aparentă de maxim 25 %. Cărămizile aluminoase au stabilitate termică bună, rezistă bine la atacul chimic al zgurei bazice şi mai puşin al zgurelor acide.

Refractarele superaluminoase (*E*), cu conţinut de 62...72% Al_2O_3 şi cele corindonice (*F*), cu 72...92 % Al_2O_3 au cost ridicat, ceea ce limitează utilizarea lor la cuptoarele de încălzire.

Refractarele magneziene

Materialele refractare magneziene au drept constituient de bază magnezia (MgO), care are un caracter puternic bazic. Ele pot fi: refractare periclasice, magnezitice, forsteritice, cromitomagnezitice, dolomitice etc. Dintre toate aceste produse, numai cele magnezitice şi cele forsteritice sunt utilizate la cuptoarele de încălzit.

Refractarele magnezitice (*H*) conţin 85...95 % *MgO* şi 3...10 % Fe_2O_3, au refractaritate mare - peste 2000^{0}C - rezistă bine la coroziunea zgurelor bazice însă nu au rezistenţă la şoc termic. Sunt utilizate sub formă de cărămizi, la zididrea vetrelor cuptoarelor de forjă şi în special a cuptoarelor ce încălzesc piese în vederea matriţării. Cărămizile de magnezită, având refractaritate mare şi temperatură de început de înmuiere sub încărcare de asemenea mare (1600...1700)^{0}C, nu formează cu oxizii de fier zgure uşor fuzibile care să adere la suprafaţă pieselor.

Refractarele forsteritice (*I*) au drept constituient principal forsteritul (silicat de magneziu) şi conţin 65...85 % *MgO* şi 35...45 % SiO_2. Refractarele forsteritice au un caracter bazic, refractaritatea de 1800...1900^{0}C, rezistenţă bună la şoc termic şi la acţiunea chimică a oxozilor de fier. Datorită rezistenţei bune la şoc termic şi la atacul chimic al oxizilor de fier, cărămizile forsteritice se utilizează cu rezultate bune la executarea zidăriei vetrei cuptoarelor de forjă, înlocuind cărămizile magnezitice.

Materialele refractare carborundice (*T*)au drept constituient de bază carbura de siliciu. Ele se caracterizează prin refractaritate mare, practic, nu se topesc, iar în

Scanned with OKEN Scanner

atmosfera oxidantă se descompun. Au conductibilitate termică şi electrică mare iar temperatura de deformare sub încărcare este de 1400^{0}C.

Materialele refractare cu carborund se fabrică din carburi de siliciu, având ca liant argilă refractară, silicat de sodiu sau substanţe organice. Materialele refractare carborundice se utilizează la construcţia cuptoarelor cu muflă, a cuptoarelor electrice şi la executarea de rezistenţă electrică pentru încălzire.

Materialele refracttare pulverulente.

Aceste materiale pot proteja sau înlocui zidăria executa din cărămizi refractare. La zidăriile cuptoarelor de forjă şi tratamente termice se folosesc ca materiale pulverulente: betoane refractare, mortare refractare şi tencuieli refractare.

Betoanele refractare sunt amestecuri alcătuite dintr-un agregat refractar (şamotă, cromit etc.) şi liant minerat rezistent la temperatură.

Se disting:

- betoane rezistente la temperaturi înalte, cu refractaritate între 700 şi 1550^{0}C;
- betoane refractare propriu-zise, cu refractaritate de minimum 1550^{0}C;
- betoane refractare izolante, cu refractaritate de 1100^{0}C.

Betoanele refractare se folosesc tot mai mult la construcţia monolitică a cuptoarelor, înlocuind total sau parţial cărămizile refractare. Utilizarea betoanelor refractare prezintă o serie de avantaje: micşorarea duratei de repartiţie (deoarece se pot turna în forme simple din lemn direct în cuptor), eliminarea rosturilor din zidărie (elementul cel mai puţin rezistent în construcţia cuptoarelor), nu necesită ardere prealabilă, eliminând fabricaţia costisitoare a cărămizilor refractare.

Betoanele refractare mai prezintă avantajul unei rezistenţe mari la şoc termic şi la uzură. Ele sunt mai ieftine cu 30...60 % decât cărămizile refractare şi se pot folosi prin turnare la rece în cofraje direct la cuptor sau separat, în forma pentru: pereţi, bolţi şi vetre la cuptoarele de forjă şi tratamente termice. Betoanele refractare prezintă, ca dezavantaje: rezistenţă mecanică mică şi condiţii de uscare şi preîncălzire pretenţioase.

Mortarele refractare sunt amestecuri omogene din agregate refractare fin măcinate şi liant, care - umezite cu apă - se folosesc pentru zidirea şi legarea cărămizilor.

Proprietăţile cerute mortarelor refractare se obţin prin alegerea corespunzătoare a raportului dintre materiile prime şi adaosuri. Calitatea şi caracterul chimic al mortarului trebuie să corespundă calităţii cărămizilor cu care este folosit. Mortarele refractare pentru zidării din cărămizi de silica sunt realizate din amestecuri de cuarţit măcinat, deşeuri de cărămizi silica şi argilă. Mortarele pentru produse refractare din şamotă sunt amestecuri omogene de şamotă şi argilă. La mortarele semiacide şamota este înlocuită, parţial sau

Scanned with OKEN Scanner

total, cu nisip sau cuarţit. Mortarele bazice sunt realizate din praf de magnezită şi gudron de huilă deshidratată.

Tencuielile refractare sunt mase refractare cu caractersistici asemănătoare cu ale mortarelor, dar cu granulaţia mai fină. Tencuielile refractare se folosec la protejarea zidăriei refractare împotriva uzării şi distrugerii în timpul exploatării. Ele pot fi aplicate manual sau prin torcretare (suflare cu aer comprimat) pe zidărie.

Materiale termoizolante.

Materialele termoizolante sunt utilizate pentru executarea părţii exterioare a zidăriei cuptorului, cu scopul reducerii la minim a pierderilor de căldură. De aceea aceste materiale trebuie să aibă o conductivitate termică cât mai mică, densitate mică şi refractaritate suficientă pentru a rezista acţiunii temperaturii exterioare a zidăriei refractare a cuptorului.

Cele mai utilizate materiale termoizolante folosite la cuptoarele de forjă şi tratamente sunt: cărămizile refractare uşoare de şamotă, diatomitul şi azbestul.

Cărămizile refractare uşoare sunt caracterizate prin densitate mică şi porozitate mare.. (aprox. 50...55 %). Aceste refractare uşoare, spre deosebire de celelalte materiale termoizolante, se pot folosi la temperaturi mai înalte de 900^0C.

Diatomitul se foloseşte sub formă de material de umplutură şi, cel mai frecvent, sub formă de cărămizi. Cărămizile de diatomit se obţin prin presarea masei umede de pământ de diatomee (fosile), urmată de uscare şi ardere.

Cărămizile de diatomit conţin 95 % SiO_2, au densitate scăzută (500...600) kg/m^3 şi rezistenţă la compresiune foarte scăzută (6...10 daN/cm^2). Diatomitul sub formă de granule sau praf se utilizează la cuptoarele de forjă şi de tratamente termice, în special pentru izolarea termică a bolţilor.

Azbestul este un material termoizolant obşinut dintr-un amestec de silicat de magneziu (crizolit), argilă şi diatomit. El se utilizează la cuptoarele de încălzire, sub formă de plăci sau de cărămizi, la temperaturi de 700^0C, pentru izolarea pereţilor sau a vetrelor.

Fibre ceramice.

Fabricarea şi utilizarea fibrelor ceramice (refractare, vată de sticlă şi minerală) pentru izolarea termică a cuptoarelor a luat în ultimul timp o mare dezvoltare.

Dintre acestea, fibrele refractare s-au extins şi diversificat cel mai mult pentru utilizări în domeniul de temperaturi între 800...1650^0C, iar sub 800^0C fibrele din vată minerală capătă mare extindere în izolarea cuptoarelor, cele din sticlă fiind mai puţin folosite.

Scanned with OKEN Scanner

Vata de sticlă se produce prin centrifugarea sticlei topite şi se foloseşte ca material izolant până la temparaturi de maxim 400^{0}C.

După caracteristicile tehnice, se fabrică trei tipuri: vată specială, vată de construcţii calitatea I şi vată de construcţii calitatea a II-a. Pentru izolarea termică se folosesc fibrele de construcţii de calităţile I şi II care se diferenţiază numai prin aspectul lor exterior (diametrul fibrei). Densitatea aparentă sub sarcină este aceeaşi pentru ambele calităţi (100 *kg/m*^{3}).

Fibrele de sticlă se folosec mai puţin în căptuşelile refractare, datorită nocivităţii lor pentru căile respiratorii.

Vata minerală (fibrele minerale) se obţin sub formă de fibre subţiri vitroase, prin topirea zgurelor metalurgice acide sau a unor roci naturale (bazalt etc.).

Fabricarea fibrelor minerale în România se face în următoarele sortimente: vată, plăci, cochilii, saltele, fâşii şi şnururi.

La izolări termice pentru temperaturi până la maximum 700^{0}C se folosec saltele de tip *SPS-1* şi *SPS-2* şi şnururi, pentru temperaturi până la 400^{0}C, cochilii pentru conducte, iar pentru temperaturi până la 250^{0}C, plăci tip G cu densităţi aparente de 80 şi 100 kg/m^3.

În general, izolările termice ale cuptoarelor se fac cu saltele din vată minerală cu rabiţ, fără lianţi chimici care să reducă refractaritatea şi, prin aceasta, temperatura de utilizare. În multe cazuri se folosesc şi fibre de azbest, sub formă de pastă pentru diverse etanşări şi izolaţii termice, sau sub formă de cartoane (plăci) de azbest ce se confecţionează din fibre şi diverşi lianţi organici (uneori anorganici) prin presare.

Aceste cartoane (de 2; 5; 10 mm) se folosc ca izolaţii exterioare, pe manta, la cuptoare şi diverse agregate şi instalaţii termice industriale. Limita lor de utilizare nu trebuie să depăşească 600^{0}C.

Ancorarea şi susţinerea fibrelor ceramice în căptuşeala cuptoarelor se face cu piese metalice de formate speciale sau cu piese mici ceramice-refractare pentru ancorare iar altele de protecţie a tijelor metalice (mici cupe din mulită sintetică).

Tijele de fixare şi ancorare a plăcilor din fibră sunt din oţel refractar, de diverse dimensiuni şi forme (cilindrice, plane, nervurate, simple, filetate etc.).

Odată cu fabricarea şi utilizarea fibrelor refractare pe bază de caolin, mulită, alumină, zirconiu etc., s-a pus şi problema montării lor în căptuşelile refractare ale cuptoarelor.

Fibrele refractare sub formă de panouri, saltele, pâsle, se montează cu ajutorul unor tije, buloane sau alte piese metalice (de regulă din oţeluri refractare inoxidabile),

Scanned with OKEN Scanner

sudate în prealabil pe manta cu pistoale speciale. La interior, piesele metalice sunt strânse uşor cu şaibe, piuliţe sau cleme (protejate uneori de piese ceramice), pentru fixarea panourilor.

Un alt sistem de a folosi fibrele refractare este de a aplica panourile sau modulurile respective ca un fel de tapiserie a căptuşelii vechi sau noi, fie monolitice, fie din cărămizi. Această tapiserie cu panouri (25...50 mm grosime) se face prin lipirea lor pe căptuşeala-suport cu chituri sau cimenturi refractare, cu întărire chimică sau hidraulică la rece.

Materialele obişnuite de construcţie.

În afara materialelor refractare, la construcţia cuptoarelor de forjă şi de tratamente termice se mai utilizează şi alte materiale, cum ar fi: beton simplu şi armat, piatră spartă, blocuri de zgură şi cărţmidă roşie. Betoanele sunt folosite la executarea fundaţiilor, cu condiţia ca temperatura la contactul zidărie-fundaţie să nu depăşească 250^0C, deoarece în caz contrar betonul se degradează.

La executarea fundaţiilor pe care se sprijună cuptorul se mai utilizează piatra spartă şi blocuri de zgură. Cărămida roşie este folosită ca material izolant la canalele de fum, la coşuri etc.

Materialele metalice utilizate la construcţia cuptoarelor.

Principalele materiale metalice utilizate în construcţia cuptoarelor industriale sunt: fonta, oţelul turnat şi oţelul termorezistent şi refractar. Acestea sunt utilizate atât în construcţia scheletului metalic al cuptoarelor, cât şi în confecţonarea diverselor repere şi ansamble cum sunt: tuburi din fontă pentru recuperatoare, plăci cadre, răcitoare, injectoare, arzătoare etc.

Fonta

Se utilizează pentru turnat uşi de cuptoare, grătare şi, în general, a reperelor metalice ce funcţionează la temperaturi de maxim 424^0C, temperatură după care, la fonte se produce o dilatare mare şi scad proprietăţile mecanice. Prin introducerea în compoziţia chimică a adaosurilor de crom (max. 0,7 %) şi siliciu (1,2...2 %) se limitează considerabil creşterea dilatării acestora la temperaturi de peste 400^0C.

Pentru construcţia recuperatoarelor metalice din fontă sunt recomandate trei tipuri principale de fonte, în funcţie de temperaturile de utilizare a acestora, şi anume:

- fonte cenuşii cu conţinut ridicat de siliciu şi crom sub 1 %, fonte utilizate la temperaturi de maxim 850^0C pentru gaze şi maxim 450^0C pentru aerul preîncălzit.
- fonte cenuşii cu conţinut ridicat de crom şi siliciu (maxim 3 %), fonte utilizate la temperaturi de 950^0C pentru gaze şi maxim 500^0C pentru aerul preîncălzit;

Scanned with OKEN Scanner

- fonte cenuşii înalt refractare cu maxim 30 % *Cr*, aliere ce conduce la eliminarea pericolului fisurării la cald şi a oxidării, fonte utilizate la temperaturi de maxim 1100^{0}C ale gazelor de evacuare şi de maxim 700^{0}C pentru aerul preîncălzit. În genere se poate considera că toate fontele şi oţelurile refractare conţin *Cr, Ni* şi adeseori *Mo, Al, Ti, Si* şi *W*.

Oţelul

Oţelul obişnuit de construcţii se utilizează în construcţia scheletului metalic al cuptoarelor industriale şi în construcţia carcasei metalice exterioare de protecţie. De o deosebită importanţă în construcţia cuptoarelor industriale sunt oţelurile inoxidabile şi oţelurile refractare.

Oţelurile inoxidabile.

Se consideră inoxidabil un oţel, la o anumită temperatură (t^0C), în cazul în care masa de metal oxidată la acea temperatură, în timp de menţinere de 120 de ore, interval de timp în care se admit şi patru răciri intermediare, nu depăşeşte valoarea de 1 g/m^2 şi de 2 g/m^2 la o temperatură de (t+50^{0}C).

Oţelurile refractare.

Aceste oţeluri sunt cele mai utilizate în construcţia elementelor cuptoarelor industriale şi conţin, în principal, 0,17...0,22 % *C*; 0,35 % *Si*; 0,40...0,45 % *Mn* şi 0,3...0,2 % *Mo*. Aceste oţeluri se pot utiliza la temperaturi medii de exploatare (max. 500^{0}C).

La temperaturi de peste 550^{0}C se utilizează oţeluri înalt refractare, oţeluri cu rezistenţă mare la formarea de ţunder şi cu o bună rezistenţă la fluaj.

Principalele elemente constructive ale cuptoarelor la care se recomandă oţeluri înalt refractare sunt:

- focare de cuptoare cu o recirculare a gazelor de evacuare;
- tuburi radiante şi repere din construcţia arzătoarelor;
- recuperatoarele cu ţevi, cu sau fără ace;
- şine de glisare, roţi, şine de rulare, grătare, benzi transportoare;
- rezistoare pentru cuptoarele electrice.

Din punct de vedere al compoziţiei chimice, oţelurile înalt refractare se clasifică în (tabelul nr. 5.5):

- oţeluri feritice (puternic magnetice;
- oţeluri austenitice;
- oţeluri ferito-austenitice (nemagnetice).

Oţelurile înalt refractare se utilizează în construcţia tuburilor radiante, în cazul cînd reperele supuse procesului termic nu trebuie să intre în contact cu gazele de ardere.

Scanned with OKEN Scanner

Din punct de vedere al compoziţiei chimice, în aceste cazuri, se pot utiliza oţelurile înalt refractare austenitice, precum şi oţeluri aliate cu: Cr 5%; Mo 0,5% (eventual 0,3% Va).

Tabel 5.5. Cele mai importante oţeluri termorefractare

Grupa	Denumirea după *DIN*	Elementele din aliere				Rezistenţa la ţunder pînă la °C
		Si+ Al	*Cr*	*Ni*	*Ti*	
Feritic	8 Si Ti 46	1			0,6	620
	X 10 Cr Al 7	1,5	6,5			800
	X 10 Cr Al 13	2,0	13			900
	X 10 Cr Al 18	2,0	10			1050
	X 10 Cr Al 24	3,0	24			1200
Feritico-austenitic	X 20 Cr Ni Si 25 4	1,0	25	4	0,6	1100
Austenitic	X 12 Cr Ni Ti 18 9	1,0	18	10		800
	X 15 Cr Ni Si 20 12	2,0	20	12		1050
	X 15 Cr Ni Si 25 20	2,0	25	20		1150

După cum se cunoaşte, conţinutul de crom al unui oţel determină caracteristica de refractaritate, cantitatea de molibden conduce la creşterea rezistenţei la formarea ţunderului şi cobaltul conduce la creşterea rezistenţei la cald, în special în cazul structurilor de tip austenitic.

5.3.2. Pereţii cuptoarelor industriale

În cazul cuptoarelor cu temperaturi ridicate de funcţionare, se pot adopta următoarele grosimi de pereţi ai cuptoarelor (Trinks W.):

- pereţi de 1 *m* lungime sau înălţime, grosimea pereţilor de max. 120 *mm*;
- pereţi de 2 *m* lungime sau înălţime, grosimea pereţilor de max. 230 *mm*;
- pereţi de 3 *m* lungime sau înălţime, grosimea pereţilor de max. 350 *mm*.

Grosimile recomandate, ale zidăriei cuptoarelor de încălzire se dau în tabelul nr. 5.6.

Pereţii se execută, în general, din două straturi: un strat interior, din cărămidă refractară şi un strat exterior din cărămidă sau umplutură izolatoare.

Scanned with OKEN Scanner

Tabel 5.6. Grosimile recomandate (orientativ) ale zidăriei

Elemente de zidărie	Temperatură cuptor, °C	Strat interior		Strat termoizolator	
		Grosimea *mm*	Materialul	Grosimea *mm*	Materialul
Pereţi cu înălţime:	pînă la				
pînă la 1 *m*	1200	120	Şamotă cl. C	250	Cărămidă
peste 1*m*	1200	250	Şamotă cl. C	250	Cărămidă
pînă la 1 *m*	1400	230	Şamotă cl. B	120-250	Cărămidă
peste 1*m*	1400	230-350	Şamotă cl. A	120-250	Cărămidă
Bolţi de cuptoare cu deschidere:	pînă la				
pînă la 1 *m*	1000	120	Şamotă cl. B	120-150	Umplutură izolatoare
pînă la 3,5 *m*	1000	230	Şamotă cl. B	150-200	Umplutură izolatoare
peste 3,5 *m*	1000	300	Şamotă cl. B	150-200	Umplutură izolatoare
pînă la 1 *m*	1000-2200	120	Şamotă cl. A	120-150	Umplutură izolatoare
pînă la 3,5 *m*	1000-1200	230	Şamotă cl. A	150-200	Umplutură izolatoare
peste 3,5 *m*	1000-1200	300	Şamotă cl. A	150-200	Umplutură izolatoare
pînă la 1 *m*	1200	230	Şamotă cl. A	120-250	Umplutură izolatoare
pînă la 3,5 *m*	1200	300	Silică sau Şamotă cl. A	150-200	Umplutură izolatoare
peste 3,5 *m*	1200	200	Silică sau Şamotă cl. A	150-200	

De remarcat că, în construcţia pereţilor, produsele de şamotă alcătuiesc, încă şi astăzi, aproximativ trei sferturi din materialele refractare şi ele se folosesc în toate tipurile de cuptoare. De menţionat că: cărămizile de silice, cele cu conţinut ridicat de alumină şi

Scanned with OKEN Scanner

cele bazice ca şi materialele refractare speciale se folosesc numai în zonele de solicitare termică pronunţată.

Totodată este de reţinut că, un perete interior din şamotă poate fi acoperit în exterior cu o zidărie din cărămidă normală (obişnuită), înzidirea realizîndu-se prin intercalare, lucru ce nu este posibil în cazul a două straturi de zidărie de tipul silice şi şamotă.

Deosebit de importante în cazul pereţilor sînt dimensiunile ***rosturilor de dilataţie***, ce pot fi plasate la distanţe maxime de 4-6 *m*. Lăţimea rostului, calculat pe baza coeficienţilor de dilataţie şi a temperaturilor ce există în cuptoare, se poate micşora la 50% (în cazul zidăriei din şamotă şi cărămidă obişnuită), deoarece în timpul uscării zidăriei apare o contractare. La colţurile cuptoarelor trebuie prevăzute rosturi de dilataţie în număr suficient, deoarece aici pot apare dilatări în direcţii diverse. Pentru a-şi păstra dimensiunile calculate, rosturile de dilataţie se umplu, în timpul înzidirii, cu carton ondulat sau alte materiale uşoare uşor comprimabile şi combustibile, ca în figura 5.33.

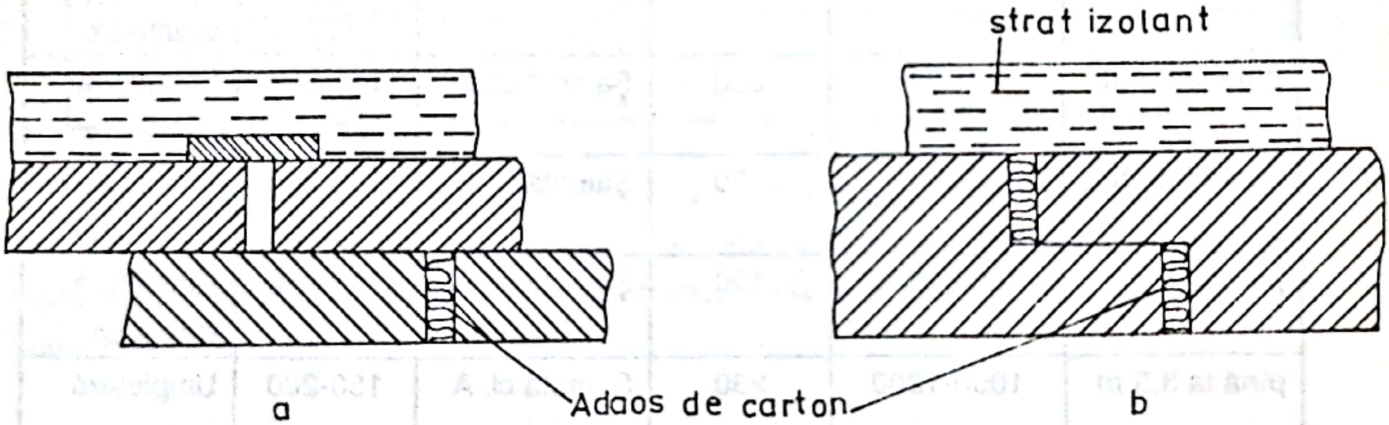


Figura 5.33. Etanşarea rosturilor

În cazul cuptoarelor industriale mari, trebuie prevăzute rosturi de dilataţie ce se pot realiza simplu, prin lăsarea din 3 în 3 *m* a unor straturi de 5 *mm* de hîrtie groasă şi uşor combustibilă, care în timpul procesului termic de uscare, arde creînd rosturile propriu-zise.

5.4. Bolta cuptorului industrial. Construcţie şi calcul.

Bolta cuptorului (fig. 5.34.) reprezintă partea de construcţie cea mai importantă şi totodată cea mai sensibilă a unui cuptor. Aceasta se execută, în general, sub formă de

Scanned with OKEN Scanner

arc, sprijinindu-se pe umerii de boltă, care se reazemă pe stîlpi de ancorare legaţi între ei prin ancore de tracţiune. Bolta se realizează, în cazul cînd este în formă de arc de cerc, din cărămizi pană standardizate (STAS 131-51).

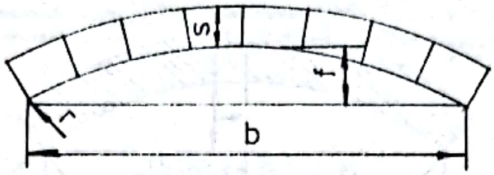


Figura 5.34.

S - grosimea bolţii; ***b*** - deschiderea;
f - săgeata; ***f/b*** - curbura bolţii.

Dezavantajul acestor tipuri constructive de bolţi constă în limitarea razei de curbură. Totuşi, prin înzidiri alternative a unor cărămizi de raze diferite se poate obţine o rază medie special aleasă pentr boltă, dar prin aceasta se măreşte numărul de rosturi necesare.

Experimental, s-a determinat că o curbă de boltă ($\rho = f/b$) de 1/8 în cazul bolţilor din cărămizi de silice (Trinks) ca şi în cazul şamotei, dă rezultate foarte bune în exploatare.

Pentru calculul razei de curbură (fig. 5.35) a bolţilor se poate utiliza relaţia:

$$r^2 = (b/2)^2 + (r - f)^2.$$

Notînd $\rho = f/b$, se poate scrie:

$$r = \frac{b}{2}\left(\rho + \frac{1}{4}\right)$$

$$\sin\frac{\alpha}{2} = \frac{b}{2} - \frac{1}{r} = \frac{1}{\rho + \frac{1}{4\rho}}$$

Experimental se poate adopta grosimea bolţilor astfel:

deschiderea *b*, în *m*	1,25	3,6	5,5	7,25
grosimea bolţii *s*, în *m*	0,115	0,23	0,345	0,45

Observaţie. Pentru un singur arc de boltă, nu se recomandă deschideri mai mari de 5,5 *m*. În cazurile cînd sînt necesare bolţi cu deschideri mai mari, se pot utiliza bolţi suspendate, în care caz, cărămizile sînt suspendate de o construcţie metalică superioară

Scanned with OKEN Scanner

exterioară, nesupusă la temperatură ridicată. Aceste tipuri constructive de bolţi nu trebuie să aibă forma unui arc de cerc. De exemplu, la cuptoarele Siemens-Martin, bolţile sînt executate din produse magnezitocromitice sub formă de arce suspendate (fig. 5.36).

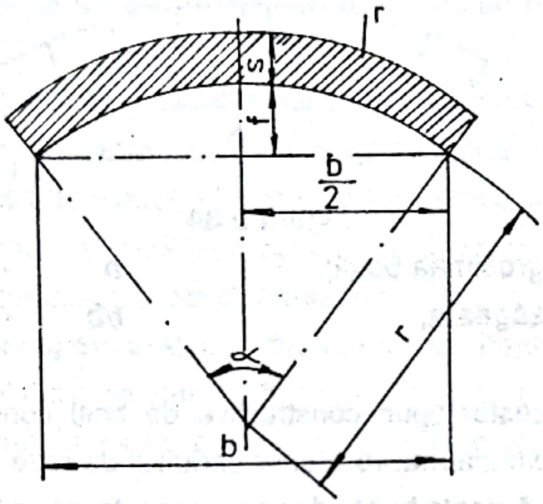
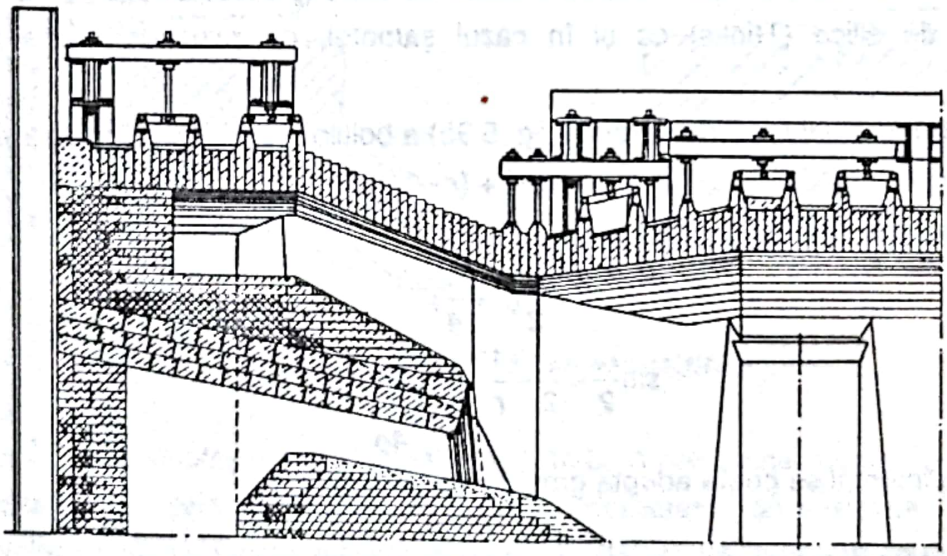


Figura 5.35.



a

Figura 5.36. a.

Scanned with OKEN Scanner

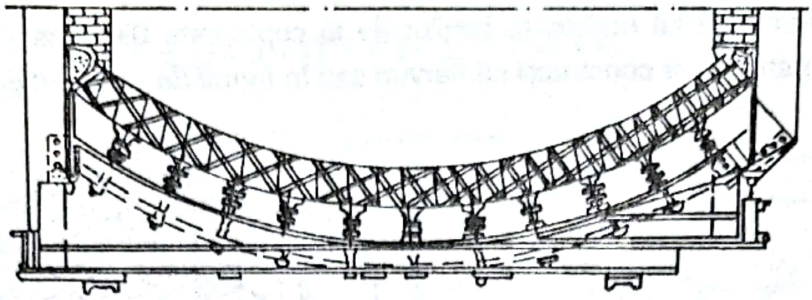
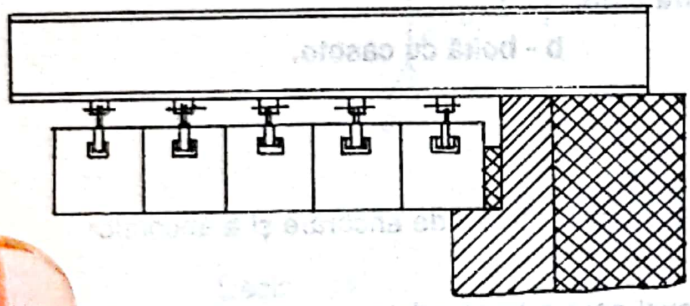
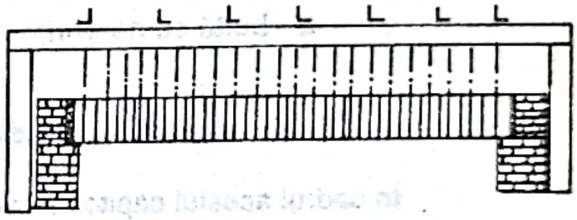


Figura 5.36. b.

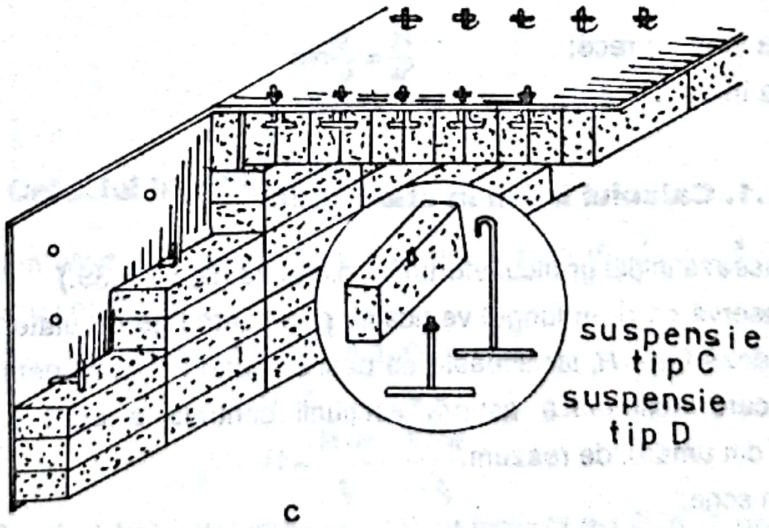
În figura 5.37. sînt prezentate tipuri constructive de bolţi plane suspendate.



a



b



c

Figura 5.37. a, b, c.

Scanned with OKEN Scanner

De remarcat că rezistenţa bolţilor de la cuptoarele Siemens - Martin se poate mări prin adoptarea unor construcţii cu nervuri sau în formă de casete (figura 5.38.)

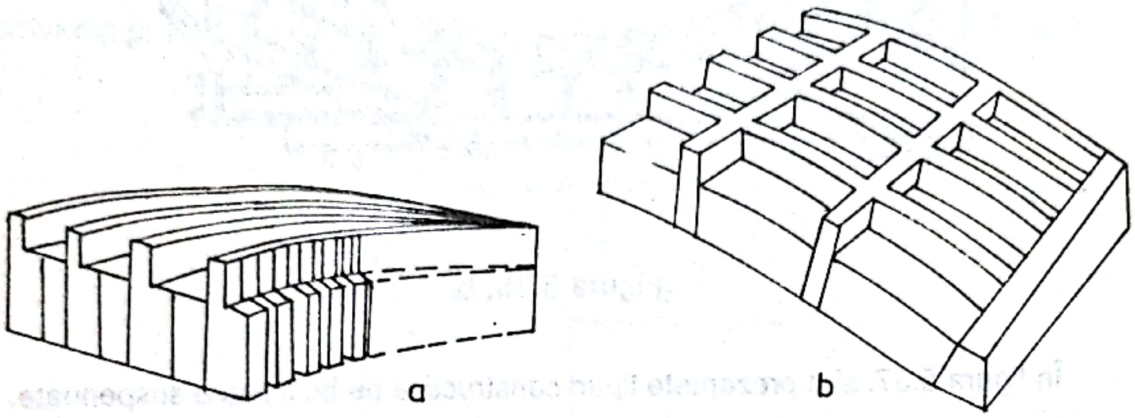


Figura 5.38.

a - boltă cu nervuri; b - boltă cu casete.

5.4.1. Calculul bolţilor de cuptoare.

În cadrul acestui capitol, se va trata şi calculul stîlpilor de ancorare şi a ancorelor de tracţiune necesare.

Se consideră în calcule, că poziţia axei neutre trece prin axa secţiunii bolţii, în cazul bolţii reci şi coborîtă în cazul bolţii calde, fapt ce ne conduce la două situaţii de calcul şi anăume:

- bolta în stare rece;
- bolta în stare încălzită.

5.4.1.1. Calculul bolţii în stare rece.

Se trasează iniţial graficul eforturilor din boltă (figura 5.39.)

Se observă că de-a lungul verticalei, prin centrul de greutate al jumătăţii arcului de boltă acţionează forţa *R*, iar aceasta se descompune în componenta de compresiune orizontală *H*, care acţionează asupra secţiunii centrale a bolţii şi componenta de compresiune *K* din umărul de reazem.

Putem scrie:

$$K^2 = R^2 + H^2,$$

unde R - greutatea unei jumătăţi de arc de boltă pe o lungime în adîncime de 1 *m*.

Dar, pentru bolţi circulare cunoaştem:

Scanned with OKEN Scanner

$$\frac{\alpha}{360}\pi((r+s)^2-r^2)=\frac{\pi\alpha}{360}\cdot s(2r+s)$$

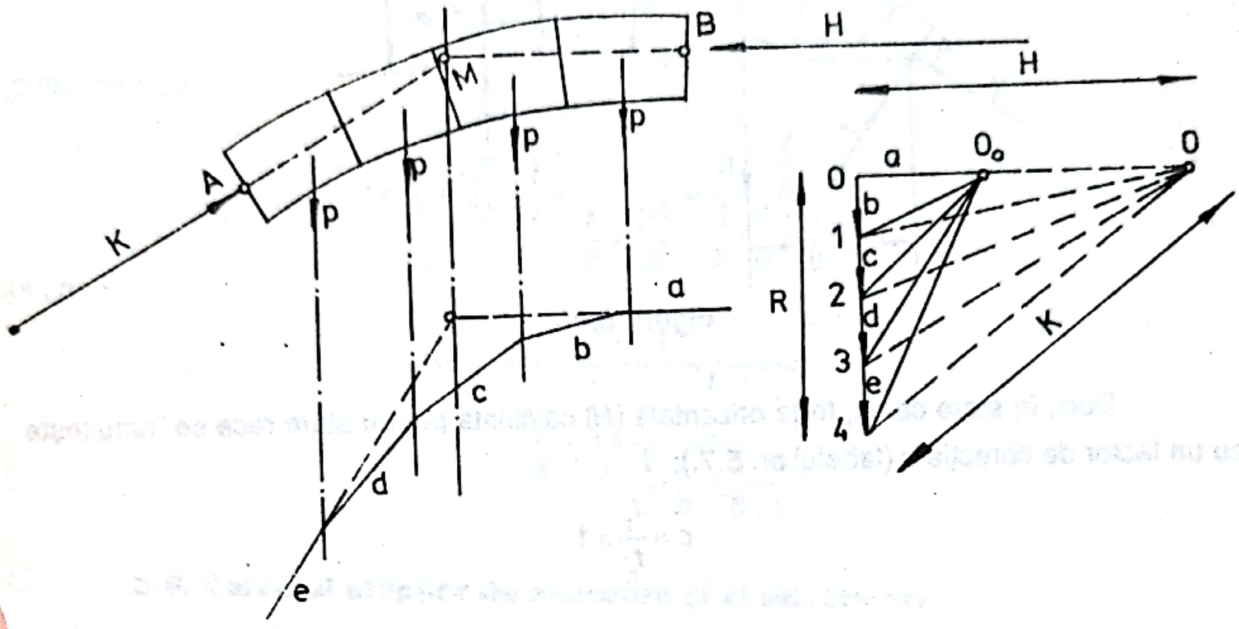


Figura 5.39.

Deci:

$$2R=G=\gamma\frac{\pi\alpha}{360}\cdot s\ 2r+s$$

şi:

$$\sin\frac{\alpha}{2}=\frac{R}{K}.$$

5.4.1.2. Calculul bolţii încălzite.

Considerăm eforturile ce acţionează în boltă, cele din figura 5.40. Din calculul bolţii reci se cunoaşte că: $G = 2R$.

Scriem ecuaţia de momente faţă de punctul A:

$$-H\cdot f_1+R\cdot a=0,$$

$$H=\frac{R\cdot a}{f_1}=\frac{G\cdot a}{2f_1}$$

În cazul încălzirii bolţii, datorită deplasărilor forţei H din B în C, relaţia de calcul a lui H devine:

$$H_0=\frac{G\cdot a}{2f_0}\ \text{şi}\ H_0=\frac{f_1}{f_0}H$$

Scanned with OKEN Scanner

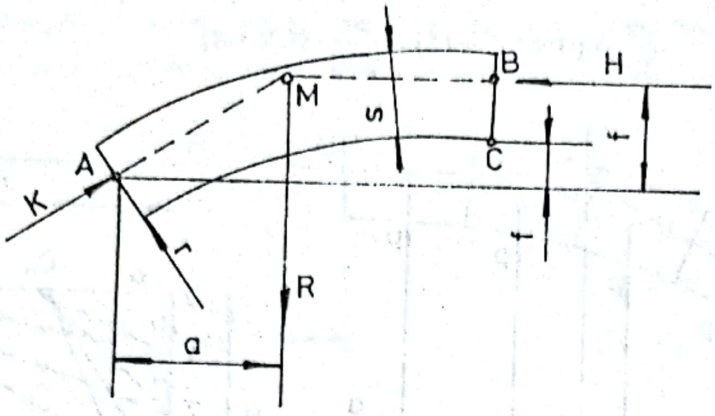


Figura 5.40.

Deci, în stare caldă, forţa orizontală (*H*) calculată pentru stare rece se înmulţeşte cu un factor de corecţie *c* (tabelul nr. 5.7.):

$$c = \frac{f_1}{f_0} > 1$$

Tabel 5.7.

f/b	r/s	c	f/b	f/s	c
1/5	3	1,39	1,8	4	1,14
	2	1,31		3	1,20
	1	1,79		2,5	1,24
1/10	3	1,20	1,8	2	1,32
	2	1,32		1,5	1,47
	1	1,93		1	1,89

Valoarea lui c se poate determina cu *relaţiile lui Lamart* astfel:

$$c = \frac{f_1}{f_0} = \frac{f_0 \times \frac{s}{2}}{f_0}$$

deoarece:

$$\frac{f - f_0}{\frac{s}{2}} = \frac{r - f}{r} \quad \text{şi} \quad \frac{1}{f_0} = \frac{1}{f - \frac{r - f}{r} \cdot \frac{s}{2}}$$

obţinem:

Scanned with OKEN Scanner

$$c = 1 + \frac{s}{2}\frac{1}{f_0} = 1 + \frac{\frac{s}{2}}{f - \frac{r-f}{r}\cdot\frac{s}{2}} = 1 + \frac{1}{\frac{2f}{s} - 1 + \frac{f}{r}},$$

cunoscînd că:

$$r = \frac{f}{2} + \frac{b^2}{8f}, \quad \frac{f}{r} = \frac{f}{\frac{f}{2} + \frac{b^2}{8f}} = \frac{\frac{f}{b}}{\frac{1}{2}\cdot\frac{f}{b} + \frac{1}{8}\cdot\frac{f}{f}},$$

obţinem:

$$c = 1 + \cfrac{1}{\cfrac{2f}{s} - 1 + \cfrac{\frac{f}{b}}{\frac{1}{2}\cdot\frac{f}{b} + \frac{1}{8}\cdot\frac{b}{f}}}$$

5.5. Calculul stîlpilor de ancorare şi al ancorelor.

Se consideră pentru calculul lor, existenţa eforturilor în ancoră şi stîlp conform figurii 5.41.

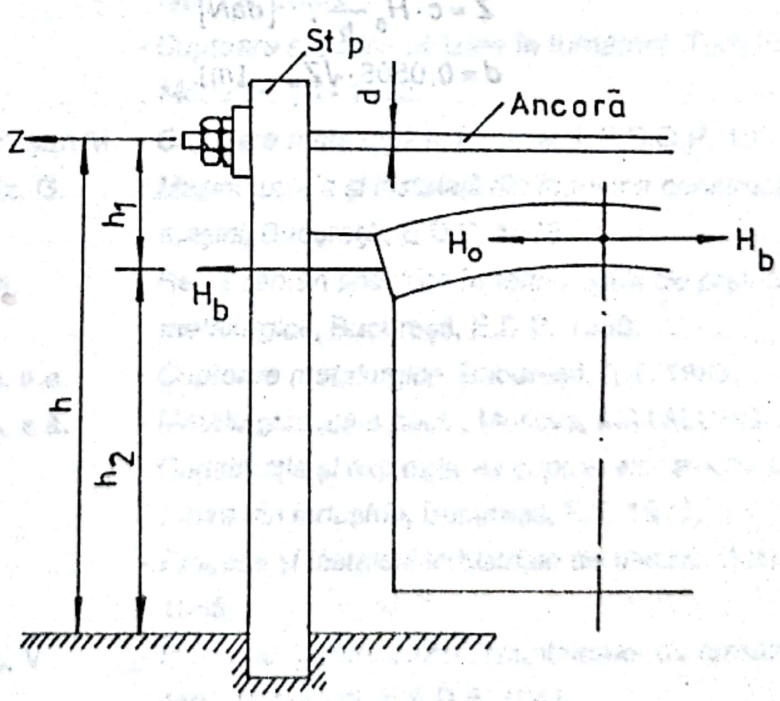


Figura 5.41.

Scanned with OKEN Scanner

Se mai poate considera, în practica proiectării cuptoarelor industriale, următoarea valoare pentru stîlpii de ancorare (K_b) şi pentru ancorare (K_z):

$$K_b = 75\ daN/cm^2$$

$$K_z = 500\ daN/cm^2$$

Distanţa între stîlpi poate fi de 1-2 metri. În cazurile simple, pentru ancore este suficientă calcularea lui H_0 conform relaţiei:

$$H_0 = \frac{f_1}{f_0} \cdot \frac{G \cdot a}{2f_1}, \quad H_0 = c\frac{G}{2ctg\frac{\alpha}{2}}$$

Pentru bolţile plate, această relaţie introduce o eroare de circa 8%.

Pentru stîlpii de ancorare se calculează, în principiu, momentul încovoietor maxim:

$$M_b = c \cdot H_0 \cdot \frac{h_1 h_2}{h}; \quad [daN/cm],$$

şi modulului de inerţie necesar:

$$w = \frac{M_b}{750}, \quad [cm^3]$$

Pentru calculul ancorei se determină în principal forţa de tracţiune:

$$Z = c \cdot H_0 \frac{h_2}{h}, \quad [daN]$$

$$d = 0{,}0506 \cdot \sqrt{Z}, \quad [m].$$

Scanned with OKEN Scanner

Bibliografie

1. Alistar, S. - *Cubiloul*, Bucureşti E.T. 1966
2. Brabie S. s.a. - *Tehnologia elaborării şi turnării oţelului.* Bucureşti, E.D.P 1979
3. Brunklaus, J.Henri - *Cuptoare industriale*, Bucureşti, E.T. 1977.
4. Carabogdan, I.Gh. s.a. - *Instalaţii termice industriale*, Bucureşti, E.T. 1978.
5. Comşa D, Pantelimon L. - *Electrotermie*, Bucureşti, E.D.P. 1979.
6. Cosneanu C. s.a. - *Elaborarea aliajelor de turnătorie în cuptoare electrice prin inducţie*, Bucureşti, E.T. 1974.
7. Crinteanu Al. s.a. - *Procese tehnologice, întreţinerea şi repararea maşinilor şi utilajelor din industria metalurgică*, Buc., E.D.P. 1977
8. Deica, Nicolae - *Utilizarea raţională a produselor refractare,* Bucureşti, E.T. 1982.
9. Dima, Adrian - *Agregate şi instalaţii termice în metalurgie, Vol. I,* Iaşi, I.P. 1980.
10. Hirsulescu, M. - *Cuptoare electrice utilizate în turnătorii. Turnători-Modelori,* 10 - 1972.
11. Hoffman, V. Mureşan,M. - *Cuptoare metalurgice*, Bucureşti, E.S.O.P. 1961.
12. Huzum, N. Rantz, G. - *Maşini, utilaje şi instalaţii din industria construcţiilor de maşini*, Bucureşti, E.D.P. 1978.
13. Ivanceanu, T s.a. - *Reprezentări specifice în tehnologiile de prelucrări metalurgice*, Bucureşti, E.D.P. 1980.
14. Krivandinin, V.A. s.a. - *Cuptoare metalurgice*, Bucureşti, E.T. 1963.
15. Krivandinin, V.A. s.a. - *Metalurgicescaia peci.* , Moscva, MATALURGHIA 1977.
16. Micu, Emil - *Construcţia şi exploatarea cuptoarelor electrice de topire din industrie*, Bucureşti, E.T. 1975.
17. Mihăilă, C. s.a. - *Procese şi instalaţii industriale de uscare*, Bucureşti,E.T. 1982.
18. Muller, G Zubac, V. - *Îndrumar pentru calculul cuptoarelor de turnătorie şi forjă*, Bucureşti, E.S.D.P. 1961.
19. Nanu, Aurel - *Tehnologia materialelor*, Bucureşti, E.D.P. 1974.
14. Krivandinin, V A. s.a. - *Cuptoare metalurgice*, Bucureşti, E.T. 1963.

Scanned with OKEN Scanner

20. Oprescu, I. s.a. - *Maşini şi utilaje pentru metalurgia extractivă*, Bucureşti, E.T. 1976.
21. Oprescu, I. s.a. - *Utilaje şi instalaţii siderurgice*, Bucureşti, E.D.P. 1978.
22. Petrescu, A. - *Procese termice şi utilaje termo-tehnice în industria materialelor de construcţii*, Bucureşti, E.D.P. 1974.
23. Piwowarski, E. - *Fonte de înaltă calitate*, Bucureşti, E.T. 1967.
24. Rau, Alex., Tripsa, Iosif - *Metalurgia oţelului*, Bucureşti, E.D.P. 1973.
25. Rau, Alex. - *Elaborarea oţelurilor*
26. Samoilă, C. - *Cuptoare metalurgice, Vol. I şi II*, Braşov, Univ. 1979.
27. Samoilă, C. Stan, L. - *Cuptoare şi instalaţii de încălzire.*
28. Sofroni, L. - *Elaborarea şi turnarea aliajelor*, Bucureşti, E.D.P. 1975.
29. Sofroni, L. s.a. - *Utilajul şi tehnologia turnării*, Bucureşti, E.D.P. 1980.
30. Stoian, Leonard s.a. - *Tehnologia materialelor*, Bucureşti, E.D.P. 1980.
31. Saimac, A. s.a. - *Utilizarea energiei electrice în metalurgie*, Bucureşti, E.D.P. 1980.
32. Tait, N. s.a. - *Calculul cuptoarelor de încălzire*, Bucureşti, E.T. 1960.
33. Thring, M.V. - *The Science of Flames and Furnaces*, London 1962.
34. Tripsa, I. - *Elaborarea oţelului în convertizoare cu oxigen*, Bucureşti, E.T. 1970.
35. Vircolacu, I. s.a. - *Maşini şi instalaţii din industria metalurgică*, Bucureşti, E.D.P. 1981.
36. Gîdea, S. s.a. - *Manualul inginerului metalurg, Vol.II*, Buc., E.T. 1982.
37. Bop, P. s.a. - *Termotehnică, agregate şi instalaţii tehnice*, Bucureşti, E.T. 1979.
38. Carabogdan, I. - *Instalaţii termice industriale*, Bucureşti, E.T. 1983.
39. Popescu, V. - *Forjarea şi intruziunea metalelor şi aliajelor*,. Bucureşti, E.D.P 1976.
40. Socolov, V. - *Încălzirea metalelor*, Bucureşti, E.T. 1957.
41. Chesu, I. s.a. - *Alegerea şi utilizarea oţelurilor*, Bucureşti, E.T. 1984.
42. Popinceanu, N. - *Organe de maşini - principii de calcul la oboseală şi criterii de alegere a materialelor la proiectarea şi construcţia organelor de maşini*, Iaşi, I.P. 1967
43. Hopulele, I. - *Tratamente termice şi termochimice, Vol.I*,Iaşi,I.P. 1983.
44. Gheorghiu, B. s.a. - *Calculul operaţiilor de tratamente termice*,Iaşi, I.P. 1975.
45. Pătraşcu, Gh. - *Arzătoare industriale*, Bucureşti, 1984.

Scanned with OKEN Scanner

46. **Nachbar, B.** - *Memorator de metalurgie*, Bucureşti, E.T. 1962
47. **Tuzu, C.** - *Tehnologie şi calitate în fabricarea maşinilor şi utilajelor*, Bucureşti, E.T. 1974.
48. **Hiligensteedt, H.W.** - *Termique apliquee aux fours industriels traduit par Leon Colin de Verdiers*, Paris, DUNCD 1971.
49. **Marinescu, M.** - *Instalaţii de ardere-probleme*, Bucureşti, E.T. 1985.

Scanned with OKEN Scanner

Scanned with OKEN Scanner

Abstract

The volume "Furnaces and Warming Equipment" proposes to develop the teoretical basis of disigning in the field.

On the basis of these data, specific calculus for combustion and electric furnaces are developed. A complex analysis of the heat transfer and inside gas calculation is done, analysis that put into evidence the ways construction and operation improving of them. Analytic and construction calculus are presented for the main elements that determine the good operation of furnaces. On the basis of this material it is possible to pass to computer assisted designing of industrial furnaces. For this, in the volume there are presented a series of logical scheme of programmes resulted from the calculus algorithmes.

Scanned with OKEN Scanner

Resume

Le volume "Furneaux et instalation du chauffage" se propose a developper les bases theoretiques des projet dans le domaine. Sur la base de ces donnees se sont developpes des calculs pour des fourneaux a combustion et aussi pour des fourneaux electriques.

On fait une analyse complexe du transferement thermique et de la circulation des gaz a l'interieur du fourneau, analyse qui souligne les modalites d'amelioration constructive et functionelle des ceux ci.

Ils sont presentes des calculs analytique et de construction pour les elements constructive et operationels de base qui determinent le bon fonctionment du fourneau. Sur la base du materiel presente on peut passer a la projection assister par calculateur des fourneaux industriels. Pour ca on a presente dans ce travaux une serie des scheme logiques pour les programmes resultes a partir des algoritmes du calcul y contenus.

Cuprins

PREFAŢĂ 1
Capitolul 1 3
1.1. Introducere 3
1.2. Clasificarea cuptoarelor metalurgice 8
1.3. Proiectarea asistată de calculator a cuptoarelor industriale 10
Capitolul 2. Termodinamica cuptoarelor industriale 13
2.1. Producerea căldurii în cuptoare 13
2.1.1. Producerea căldurii prin intermediul combustibililor 13
2.1.1.1. Combustibili solizi 15
2.1.1.2. Combustibili lichizi 18
2.1.1.3. Combustibili gazoşi 19
2.1.1.4. Procesul de ardere a combustibililor 31
2.1.1.5. Controlul şi reglarea proceselor de ardere 40
2.1.2. Producerea căldurii prin transformarea energiei electrice în energie termică 41
2.1.2.1. Materiale utilizate în construcţia instalaţiilor electrotermice cu rezistori 43
2.1.2.2. Calculul încălzitoarelor din aliaje rezistive şi execuţia constructivă a elementelor încălzitoare 44
2.1.2.3. Încălzirea electrotermică directă 52
2.1.2.4. Încălzirea electrotermică cu radiaţii infraroşii 53
2.1.1.4. Procesul de ardere a combustibililor 31
2.1.1.5. Controlul şi reglarea proceselor de ardere 40
2.1.2. Producerea căldurii prin transformarea energiei electrice în energie termică 41
2.1.2.1. Materiale utilizate în construcţia instalaţiilor electrotermice cu rezistori 43
2.1.2.2. Calculul încălzitoarelor din aliaje rezistive şi execuţia constructivă a elementelor încălzitoare 44
2.1.2.3. Încălzirea electrotermică directă 52
2.1.2.4. Încălzirea electrotermică cu radiaţii infraroşii 53
2.1.2.5. Încălzirea electrotermică cu arc electric 57
2.1.2.6. Încălzirea electrotermică cu plasmă 59
2.1.2.7. Încălzirea electrotermică cu fascicul de electroni 62
2.1.2.8. Încălzirea electrotermică prin inducţie 64
2.1.2.9. Încălzirea electrotermică dielectrică 73
2.2. Transmisia căldurii în cuptoarele industriale 75
2.2.1. Transmisia căldurii prin convenţie 75

Scanned with OKEN Scanner

2.2.2. Transmisia căldurii prin radiaţie....77
2.2.3. Transmisia căldurii prin conducţie....82
2.3. Procesul complex de încălzire în cuptoarele industriale....92
2.3.1. Gazul general al încălzirii directe în cuptoarele cu combustie....93
2.3.2. Încălzirea indirectă, tuburi radiante....100
2.4. Încălzirea şi răcirea materialelor în instalaţii termice indistriale....102
2.4.1. Semifabricat de grosime mică şi conductivitate termică mare....103
2.4.2. Semifabricat de grosime mică şi conductivitate termică redusă....105
2.4.3. Semifabricat de grosime mare....106
2.4.4. Timpul de încălzire a unui semifabricat în echicurent sau contracurent....108
2.5. încălzirea şi răcirea materialelor în cuptoare electrice cu rezistori....110
2.5.1. încălzirea pieselor subţiri....110
2.5.2. Încălzirea pieselor masive....114
2.6. Calculul pierderilor de căldură prin pereţii cuptoarelor industriale....118
2.6.1. Pierderile prin pereţi....119
2.6.1.1. Pierderi de căldură prin pereţii cuptoarelor cu regim termic staţionar de funcţionare....120
2.6.1.2. Pierderi de căldură prin pereţi în cazul cuptoarelor cu funcţionare periodică 125
2.6.2. Pereţi tip construcţii uşoare....127
2.6.3. Pierderi de căldură prin radiaţie la deschideri....127
2.7. Determinarea bilanţului termic....128
2.7.1. Randamentul arderii combustibililor....131
2.7.2. Randamentul cuptorului....132
2.7.3. Randamentul global al cuptorului....133
2.7.4. Cantitatea de combustibil consumată....133
2.7.5. Recuperarea căldurii prin preîncălzire....134
2.7.6. Bilanţul termic şi randamentul cuptoarelor electrice cu rezistori....135
2.8. Exploatarea cuptoarelor industriale....136
2.8.1. Aerul fals....136
2.8.2. Atmosfera cuptorului....136
2.8.3. Uniformizarea temperaturii în incinta cuptoarelor industriale....139
2.9. Comparaţie între încălzirea cu combustibili diverşi şi încălzirea electrică....141
2.10. Proiectarea asistată de calculator a proceselor de ardere a combustibilor gazoşi....143
2.11. Dimensionarea asistată de calculator a echipamentului de forţă pentru cuptoare electrice....145
2.12. Dimensionarea asistată de calculator a pereţilor cuptoarelor industriale....151
2.13. Determinarea asistată de calculator a timpului de încălzire....151
Capitolul 3. Recuperarea şi regenerarea căldurii....154
3.1. Noţiuni introductive....154
3.2. Posibilităţi de recuperare şi regenerare....155

Scanned with OKEN Scanner

3.3. Recuperatoare de căldură 159
3.3.1. Tipuri constructive de recuperatoare. Caracteristici funcţionale 161
3.4. Gradul de recuperare a căldurii din gazele de ardere funcţie de natura combustibilului 174
3.5. Calculul termic al recuperatoarelor şi regeneratoarelor 184
3.5.1. Calculul termic al recuperatoarelor 184
3.5.2. Calculul termic al regeneratoarelor cu funcţionare intermitentă 188
3.5.3. Concluzii 193
3.5.4. Proiectarea asistată de calculator a recuperatoarelor. 194
Capitolul 4. Circulaţia gazelor şi repartiţia presiunilor în incinta cuptoarelor 197
4.1. Principiile de bază a circulaţiei gazelor 197
4.2. Permeabilitatea pereţilor cuptoarelor industriale. 199
4.3. Ecuaţiile curgerii gazelor. 201
4.3.1. Ecuaţia curgerii gazelor fără diferenţe de nivel. 201
4.3.2. Curgerea gazelor între nivele diferite. 205
4.4. Forţa ascensională într-un spaţiu încălzit. 207
4.4.1. Folosirea forţei ascensionale la recircularea gazelor. 210
4.5. Coşul cuptoarelor industriale 213
4.6. Pierderi de căldură prin scăpări de gaze sau aspiraţie de aer din exterior 215
Capitolul 5. Calculul şi construcţia principalelor elemente constructiv-funcţionale ale cuptoarelor industriale 218
5.1. Instalaţii pentru producerea căldurii. 218
5.1.1. Instalaţii de ardere pentru combustibili solizi. 218
5.1.2. Instalaţii de ardere pentru combustibili lichizi 219
5.1.3. Instalaţii de ardere pentru combustibili gazoşi. 226
5.2. Fundaţia cuptoarelor. 243
5.3. Pereţii cuptoarelor industriale. 244
5.3. Materialele utilizate în construcţia cuptoarelor industriale. 244
5.3.2. Pereţii cuptoarelor industriale 262
5.4. Bolta cuptorului industrial. Construcţie şi calcul. 264
5.4.1. Calculul bolţilor de cuptoare. 268
5.4.1.1. Calculul bolţii în stare rece. 268
5.4.1.2. Calculul bolţii încălzite. 269
5.5. Calculul stîlpilor de ancorare şi al ancorelor. 271
Bibliografie 273
Abstract 276
Resume 277
Cuprins 278

Scanned with OKEN Scanner

UNIVERSITATEA TEHNICA IAŞI
EDITURA
GH. ASACHI

Lucrarea oferă o sinteză teoretică a principalilor indicatori de proiectare constructiv funcţională a cuptoarelor industriale.

Introducerea, în fiecare capitol, a schemelor logice de calcul permite abordarea proiectării asistate de calculator a acestor echipamente şi utilaje metalurgice.

Abordarea unitară a elementelor de calcul, atât a cuptoarelor electrice, precum şi a cuptoarelor cu combustie, este de un real folos specialiştilor în domeniu.

LEI 4000

ISBN 973-9178-08-1

Scanned with OKEN Scanner